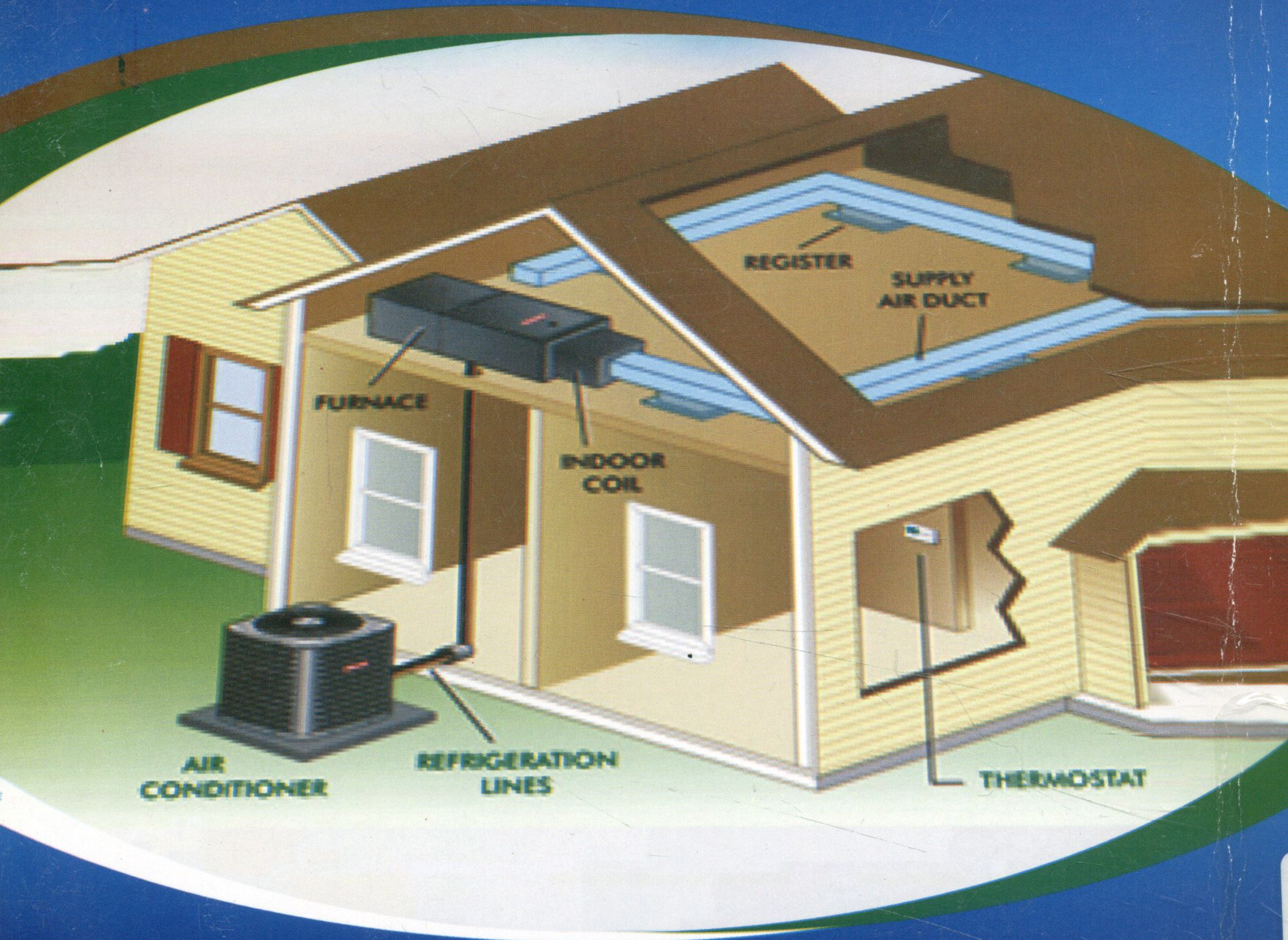
تكييف الهواء



دكتور مهندس/ محمد عبدالعزيز احمد
استاذ التبريد وتكييف الهواء
كلية الهندسة - جامعة الزقازيق

تكييف الهواء

دكتور مهندس
محمد عبد العزيز أحمد
أستاذ التبريد وتكييف الهواء
كلية الهندسة - جامعة الزقازيق

بسم الله الرحمن الرحيم

"وعلمك ما لم تكن تعلم
وكان فضل الله عليك عظيماً"

صدق الله العظيم

مقدمــــة

نبذة تاريخية عن تكييف الهواء Historical Notes

تاريخيا تم اعتبار أى وسيلة لخفض درجة الحرارة أو أى عملية تدفئة أو أى عملية أخرى تتم بغــرض تحسين الظروف الحرارية للمكان خلال شهورا لسنة هى عملية تكييف للهواء . ففى الماضـــى اســـتعمل الإنســـان النار منذ عصور ما قبل التاريخ للتدفئة وبمرور الوقت أخترع الإنسان الدفيات والمواقد والأفران ومراجل البخار.

فـــى خـــلال شـــهور الصـــيف الحارة كان الهنود الحمر أول من أستعمل التبريد التبخيرى Evaporative cooling بتعلـــيق ســـتائر مـــبللة بالماء البارد على فتحات النوافذ وأبواب حجرات المنازل خصوصا فى اتجاه الريح وذلك لتبريد الهواء الذى يدخل هذه الحجرات.

فـــى عـــام 1850 تـــم تجهـــيز الـــبرلمـــان الأنجلـــيزى بوســـائـــل التهويـــة الميكـــانيكية Mechanical ventilation وكذلـــك تـــم تركيب مواسير يمر بها البخار الساخن لتدفئة هذه الأماكـــن هـــذا الأســـلوب كان متبعا فى بعض المبانى التى كان يقطنها الأجانب فى القاهرة والإسكندرية وبورسعيد والأسماعيلية فى القرن التاسع عشر والقرن العشرين.

الـــتطور الحقيقى لعلم تكييف الهواء بدأ منذ بداية القرن العشرين حيث تغيير مفهوم العمليات المحـــدودة ليشمل الظروف البيئية فى التحكم فى درجة الحرارة ونسبة الرطوبة ونقاء وكمية الهـــواء. وكـــان ويلـــيس كاريير Willis Carrier رائد علم التكييف أول من وضع المفهوم الســـابق موضع التنفيذ. ففى عام 1902 قدم كاريير أول محاولة ناجحة لخفض رطوبة الهواء بإستخدام التبريد. هذه تعتبر البداية الحقيقية لاستعمال التبريد كوسيلة لتكييف الهواء. وبعد ذلك توالت الخطوات بسرعة أكبر.

ونظـــرا للتنوع السريع والمتلاحق وزيادة أسهامات المهندسين فى مجالات التدفئة Heating والتهوية Ventilation والتبريد Refrigeration وتكييف الهواء Air-Conditioning فقد تكونت الجمعية الأمريكية لمهندسي التدفئة والتهوية والتبريد وتكييف الهواء.

American Society Heating Refrigeration and Air- conditioning Engineers

اختصارا الأشرى (ASHRAE)

مجالات تكييف الهواء HVAC applications

تنوعت مجالات تكييف الهواء ففى عام 1920 بدأ استخدام التبريد فى عمليات تكييف الهواء فى المسارح والمبانى العامة والمحلات التجارية ومنذ ذلك الوقت بدأ تكييف الهواء يسترعى انتباه الناس وانتشر استعماله ومع دخول صناعات الحاسبات الآلية التى يتطلب دقة عملها توفير درجة حرارة ورطوبة معينتين وهما ما يوفرهما تكييف الهواء.

وأصبح تكييف الهواء الآن عاملا أساسيا فى توفير ظروف جيدة لإجراء العمليات الجراحية فى حجرات العمليات حيث يتطلب توفير هواء نقى خالى من الجراثيم والميكروبات وبدرجة حرارة معينة ، كما تتطلب غرف الإقامة للمرضى نفس الظروف.

كذلك غرف تركيب أجهزة الأشعة المقطعية التى تعمل بالكمبيوتر.

فى مجال النقل كانت القطارات أول وسائل النقل فى استخدام تكنولوجيا تكييف الهواء وكان ذلك فى عام 1930 أما فى السيارات فكانت بداية استخدام تكييف الهواء فيها عام 1950. وقد تم استخدام تكييف الهواء فى الأسطول البحرى الأمريكى عام 1938. بعد ذلك توالى استخدام تكييف الهواء فى جميع وسائل النقل بداية من سيارات الركوب الخاصة ومرورا بالسفن والقطارات إلى الطائرات بأنواعها.

بعد تأسيس جمعية الأشرى (ASHRAE)فىعام 1922 استخدمت تكنولوجيا تكييف الهواء فى الصناعات الغذائية كصناعة الحلوى والجبن والألبان وكافة الصناعات الغذائية.

فى الصناعات الحربية يستخدم تكييف الهواء فى المجالات الآتية:

- قواعد إطلاق الصواريخ ومحطات الرادارات التى ترصد الطائرات.
- فى الغواصات العادية وبصورة أكبر فى الغواصات الذرية.
- فى محطات الفضاء المدارية التى تنقل رواد الفضاء للقيام بإبحاث فى ظروف تختلف عن ظروف الأرض، لفترات طويلة قد تصل إلى أعوام.

كما يستخدم تكييف الهواء بصورة اساسية فى محطات توليد الطاقة الذرية حيث يتطلب الأمر إمداد هذه المبانى بهواء جيد نظيف والتخلص باستمرار من الهواء الذى قد يحمل بعض الاشعاعات الذرية .

ونظرا للتغيرات البيئية التى نعيشها حاليا والمتمثلة فى ارتفاع درجة حرارة الأرض باستمرار والتغيرات المناخية المصاحبة لذلك لم تعد تكنولوجيا التكييف ترفا بل أصبحت ضرورة فى كثير من المجالات إن لم يكن كلها.

هــذا الكتاب يعالج بطريقة سهلة وبسيطة ومفصله دون الإخلال بالمحتوى العلمى اللازم لطلبة كليات الهندسة الموضوعات المتعلقة بهندسة تكييف الهواء ويشمل الموضوعات الآتية:

- خواص الهواء وراحة الإنسان.
- عمليات تكييف الهواء المختلفة ودوائر تكييف الهواء.
- حسابات الحمل الحرارى لتكييف هواء المبانى.
- الاتزان الحرارى للمبانى.
- التهوية وانسياب الهواء فى المسالك.
- تصميم مسالك الهواء وتوزيع الهواء داخل الغرف.
- أنظمة معالجة الهواء والتحكم فيه.
- تنقية الهواء من الملوثات والتحكم فى الضوضاء.
- استخدام الطاقة الشمسية فى أنظمة تكييف الهواء.

الكـــتاب مـــزود بالعديد بالأمثلة المحلولة والمسائل العددية لمراجعة استيعاب المحتوى كما تم الاستعانة ببعض الكتالوجات الحديثة لنقل تصور القارئ إلى واقع التكنولوجيا الحديثة.

أحمد الله أن وفقنى لهذا

والله ولى التوفيق.

أ.د / محمد عبد العزيز أحمد .

المحتويات

تكييف الهواء

AIR CONDITIONING

General مقدمـــــــــة

تكييف الهواء *Air Conditioning*

طبقا لتعريف جمعية الأشرى ASHRAE فإن تكييف الهواء هو عملية أو مجموعة عمليات لعالجـه الهــواء داخــل مكان ما ليحقق المستويات القياسية لدرجة الحرارة Temperature ونســبة الــرطوبة Humidity ratio ، والنقاوة Cleanliness والحركة Motion والصوت Sound. وذلك حتى يشعر الإنسان بالراحة وضمان استقرار هذه المستويات.

وسترى كيف يتم التحكم فى العناصر السابقة.

1- درجـــة الحـــرارة Temperature. درجـــة حـــرارة الهواء يتحكم فيها أما بإزالة الحرارة (التبريد Cooling) أو بإضافة حرارة (تدفئة Heating).

2- الــرطوبة Humidity. رطوبـــة الهواء أو بخار الماء يمكن التحكم فيه إما بإزالة الرطوبة Dehumidification صيفا أو إضافة رطوبة Humidification شتاءا.

3- الــنقاوة Cleanliness أو درجـــة جـــودة الهواء Air quality ويتم التحكم فيها باستخدام المرشـــحات Filters أو بالـــتخلص مـــن بعض الأدخنة والروائح الغير مرغوب فيها بواسطة التهوية Ventilation.

4- حركة الهواء Air Motion ويقصد بذلك سرعة الهواء فى منطقة التوزيع بحيث لا يسبب إزعـــاج لشـــاغلى المكان أما عن طريق تيارات الهواء نتيجة السرعة العالية أو عدم الشعور بالراحة نتيجة انخفاض السرعة بدرجة لا يشعر معها شاغلى المكان بوجود هواء معالج.

5- الصوت Noise وحيث الصوت أو الضوضاء يعتبران من الملوثات البيئية فإن ارتفاع مستوى الصوت إلى مستوى معين يؤدى إلى شعور شاغلى المكان بعدم الراحة مما دفع مهندسى التكييف إلى تزويد هذه الأنظمة بمعدات مخفضات للصوت Sound attenuating devices.

1-1 الأساس العلمي لتكييف الهواء *1.1 Scientific Basic For A/C*

الخلفية العلمية لدارسة علم تكييف الهواء تستمد من العلوم الأساسية الآتية:

1- الديناميكا الحرارية Thermodynamics

2- ميكانيكا الموائع Fluid Mechanics.

3- إنتقال الحرارة Heat Transfer.

بالإضافة إلى التبريد Refrigeration والتدفئة كعلمان تطبيقيان.

القانون الأول للديناميكا الحرارية هو أساس قانون حفظ الطاقة وأتزانها Energy balance. حيث أن هذا الاتزان قد يكون على نظام مغلق Closed system أو على كتلة ثابته Fixed mass وقد يكون على حجم محكوم بكتلة فى سريان: داخله أو خارجة.

المبدأ المتحكم فى سريان السوائل والغازات (الهواء) خلال الأنابيب والمسالك على الترتيب غاية فى الأهمية خاصة العلاقة بين السريان Flow وفقد الضغط Pressure loss وهذه تنبثق من قوانين ميكانيكا الموائع والديناميكا الحرارية. بالتأكيد فإن أهمية اساسيات ميكانيكا الموائع تمكن من تحليل السريان المستقر للهواء خلال التركيبات والتغير المستمر فى كمية التدفق وكذلك فى خواص المائع، وفقد الضغط خلال التدفق.

علم انتقال الحرارة يتعامل مع التوصيل الحرارى بانتقال الحرارة بالحمل والأشعاع وهذا يظهر بصورة واضحة فى حسابات الأحمال الحرارية فقدا (شتاء) أو كسبا (صيفا) للمبانى وكذلك فى حسابات سعة معدات تكييف الهواء. توجد الآن برامج Software جاهزة لحساب أحمال تكييف الهواء لدى المتخصصين فى هذا المجال.

1-2 عمليات تكييف الهواء *1.2 Air Conditioning Processes*

يقصد بعملية تكييف الهواء هى تغيير حالته وسنتعرف الان على بعض العمليات بصورة سريعة على أن يأتى التفصيل فى أبواب لاحقة .

1.2.1 Heating — التدفئة 1.2.1

هـــى إضـــافة حرارة للمكان أو لهواء المكان وذلك بتأثير فرق درجة الحرارة بين المصدر الحرارى والمكان أو هواء المكان تحديدا. انتقال الحرارة هذا قد يأخذ الصور الآتية:

1- أشعاع مباشر.

2- حمل حر

3- تدفئة مباشرة لهواء مدفوع قسرا.

4- بواســطة مـــاء (أو بخار) ساخن مدفوع للمكان. هذه الحرارة تسمى حرارة محسوسة Sensible heat وتعين بالمعادلة.

$$q_s = m_a\, Cp\, (t_1 - t_2),\ kW, \qquad (1.1)$$

$$q_s = \rho Q.\, Cp\, (t_1 - t_2),\ kW \qquad (1.2)$$

حيث q_s معدل انتقال الحرارة المحسوسة, kW

m_a معدل سريان الهواء kg/s

Cp الحرارة النوعية للهواء عند ضغط ثابت, $kJ/kg.K$

Q معدل السريان الحجمى للهواء, m^3/s

ρ كثافة الهواء , kg/m^3

t_1 , t_2 درجة دخول وخروج الهواء($C°$)

1.2.2 Humidification — الترطيب 1.2.2

زيـــادة نســـبة بخار الماء فى الهواء الجوى يسمى ترطيبا، ولذا فإن انتقال الحرارة هذا يكون مصحوبا بانتقال كتلة وعلى هذا فإن انتقال الحرارة والكتلة يسببان زيادة فى مكون بخار الماء فـــى خلـــيط الهواء. ولذلك فإنه من المناسب استخـــدام تعبير انتقال الحرارة الكامنة Latent heat transfer ويمكن حسابها بالمعادلة

$$q_l = m_w.\, h_{fq}\ ,\ kW \qquad (1.3)$$

حيث q_l معدل الحرارة الكامنة المضافة, kW

h_{fg} الحرارة الكامنة للتبخر , kJ/kg

m_w معدل انتقال بخار الماء للهواء.

ـذا ويـتم الترطيـب فى غـرف الترطيب Humidifier أو بواسطـة أبـراج التبريد Cooling towe أو المكـثفات التبخيرية Evaporative condenser أو باستخدام مرطب خار Steam humidifier.

1.2. التبريـــد 1.2.3 *Cooling*

ـتقال الحـرارة من المكان إلى هواء التغذية يسمى تبريدا وذلك بسبب فرق درجات الحرارة ـن مصدر التبريد (هواء التغذية) وهواء المكان. فى الغالب فإن الهواء يمر على سطح بارد ى درجـة حـرارة منخفضـة. هـذا السطح يمكن أن يكون داخل المكان (وحدات التكييف صـغيرة) أو خارجـة (تكييف مركزى) بحيث يمكن التحكم فيه عن بعد. عادة يستخدم الماء مثلج Chilled water أو مائع التبريد المتبخر كوسيط تبريد.

ما عملية التبريد فيمكن اعتبارها عملية انتقال حرارة محسوسة ويمكن تعينها بالمعادلة (1.1) ع عكس اشارات درجات الحرارة.

1.2.4 إزالة الرطوبـــة 1.2.4 *Dehumidification*

ـزع بخار الماء من الهواء يسمى Dehumidification هذه العملية مصحوبة بانتقال حرارة كامنة. وبالتالى فإن نسبة بخار الماء فى الهواء تقل.

هذه العملية تتم غالبا بمرور الهواء على سطح ذو درجة حرارة منخفضة (درجة حرارته أقل مـن نقطة الندى المناظرة لحالة الهواء) مما يجعل بخار الماء الموجود فى الهواء يتكثف على هذا السطح.

كمية الحرارة الكامنة خلال هذه العملة يمكن تعينها بالعادلة (1.3)

1.2.5 التنقيـــة 1.2.5 *Cleaning*

تنقـية الهواء تعنى تخليص الهواء من الأدخنة والشوائب والروائح الكريهة وفى بعض الأحيان من الأشعاعات الضارة. لهذا الغرض تستخدم المرشحات Filters للتخلص من الأتربة العالقة فى الهواء التى تؤثر على الأنسان بالإضافة على المفروشات والأثاث والمعدات. كما أن تنقية الهواء من البكتريا والجراثيم التى تنقل الأمراض وتسبب الحساسية للإنسان لها أهمية خاصة.

تتقـية الهــواء تعمــل علـــى خفض تكاليف التشغيل وتحسين ظروف الانتاج وتحسين نوعيته والمحافظة على صحة الإنسان.

1.2.6 حركة الهواء — *1.2.6 Air motion*

تقـــوم شبكة توزيع الهواء المكيف بدفع الهواء إلى أماكن تواجد الناس. حركة الهواء يجب أن تكون قوية ومناسبة لظروف المبنى وذلك قبل اماكن تواجد الناس لضمان وصول كمية مناسبة وضـــمان ظروف راحة متماثلة بين الغرف. من ناحية أخرى فى أماكن تواجد الناس يجب أن تكـــون حـــركة الهـــواء رقيقة بحيث لا يشعر بها الناس فى الغرف ولا تسبب لهم أزعاج ولا تعرضـــهم لـــنزلات البرد، هذا يتم بالاختيار الجيد لمواصفات مخارج الهواء وكذلك بالاهتمام بأماكن تركيبها.

1.3 التشغيل الموسمى — *1.3 Seasonal Operation*

العمليات السابق ذكرها ليس بالضرورة اجراؤها جميعا فى نفس الوقت ولكل أوقات العام.
مـــثال ذلك ففى فصل الشتاء تنخفض درجة الحرارة ويقل البخر فلذلك تنخفض نسبة الرطوبة أيضا. هذا يدعو إلى الحاجة إلى التدفئة والترطيب. (Heating and humidification)
أمـــا فـــى خلال فصل الصيف حيث ترتفع درجة الحرارة بصورة ملحوظة ويزداد معها معدل الـــبخر مـــن المسطحات المائية فترتفع نسبة الرطوبة فيشعر معها الإنسان بالضيق. هذا يدعو إلى اتخاذ أجراء بخفض درجة الحرارة وإزالة الرطوبة Cooling and dehumidification.
فـــى كـــل الحالات هذا يتطلب زيادة فعالية أجهزة الأحساس والتحكم فى أنظمة تكييف الهواء على مدار العام.

2 راحـــة الإنســـان
Human Comfort

مقدمـــــة *General*

راحـــة الإنســان هى الهدف الأساسى لتكييف الهواء لتوفير مناخ مريح داخل المبانى المتواجد فـــيها ولذلك فإن مهندسى التكيف وكذلك الفنيين يجب أن يدركوا العوامل التى تؤثر على راحة الإنسان.

2.1 الجسم يولد طاقة *2.1 The Body Produces Heats*

كـــل المـــواد الغذائية التى يتناولها الأنسان تحتوى على طاقة، هذه الطاقة تظهر نتيجة أكسدة المواد الغذائية بالأكسجين وتظهر فى شكل حرارة تسمى حرارة الميتابوليزم Metabolizm.
هذه الطاقة تخزن داخل الجسم للقيام بالأنشطة الحيوية اللازمة له.

الميتابولـــيزم يحـــدد معدل تحول الطاقة الكيمائية (اتحاد العناصر الغذائية مع الاكسجين) إلى طاقة حرارية داخل الجسم. هذا يعتمد بدورة على تدفق الدم قرب سطح الجلد والتنفس وإفراز العرق ولذلك نجد أن:

- تدفق الدم Blood flow ينظم معدل الطاقة الحرارية المنقولة إلى سطح الجلد.
- التـــنفس Respiration. الهـــواء الخـــارجى يدخـــل الجسم فى درجة حرارة الوسط المحـــيط ويخـــرج من الجسم مشبع بالرطوبة ولكن فى درجة حرارة قريبة من درجة حرارة الجسم.
- أفراز العرق Sweating له دور واضح فى معدل خروج حرارة الجسم مع ما تحمله من ماء وأملاح من الجسم.

كمـــية الحرارة المتولدة من الميتابوليزم تختلف بدرجة كبيرة من إنسان لآخر طبقا للنشاط الذى يمارســـه الإنســـان وتعتمد كذلك على السن والنوع. وحدة الميتابوليزم هى المت (met) وهى وحـــدة الحـــرارة المتولدة من مساحة مقدارها متر مربع واحد من جسم أنسان بالغ جالس فى هدوء أى أن. $1met = 58,2 W/m^2$

إذا فرضـــنا أن المســـاحة المتوســـطة لجســـم الإنسان البالغ هى $1,82m^2$ تقريبا فإن حرارة الميتابوليزم المتولدة هى 106W.

وتبيـــن Table 2.1 معدل حرارة المتيابوليزم (وتسمى أيضا حرارة الأيض) للأنشطة المختلفة للناس.

2.2 الجسم يطرد الحرارة — *2.2 The Body Rejects Heats*

مـــن المعروف أن درجة حرارة جسم الإنسان هى 37C° وينبغى أن تظل كذلك مهما أختلفت درجة حرارة الوسط المحيط وذلك لتحقيق الأتزان الحرارى للجسم ولسوائله. إذن لابد لأجهزة الجسم أن تعمل على الاحتفاظ بهذه الدرجة ثابتة.

من الثابت ان الجسم يولد طاقة أكثر مما يلزم للأنشطة البيولوجية وللأنشطة اليومية. لذلك فإن الطاقـــة الـــزائدة يجـــب التخلص منها باستمرار. هذا يتم من خلال ثلاث عمليات تتم فى نفس الوقت وهى:

1- الحمل Convection ، 2- الأشعاع Radiation ، 3- التبخير Evaporation

الحمـــــل **convection** عملية طرد الحرارة بالحمل تعتمد على ظاهرتين.

الأولـــى : انـــتقال الحرارة من الجسم الدافئ إلى الهواء المحيط بالجسم حيث أن درجة حرارة الهواء أقل من درجة حرارة الجسم.

الثانية : نتيجة انتقال الحرارة للهواء ترتفع درجة حرارته وتقل كثافته فيرتفع إلى أعلى ويحل محله هواء أثقل وبارد Fig 2.1.

عـــندما تتحقق هاتان الظاهرتان يتوقف الجسم عن التخلص من الحرارة وترتفع درجة حرارة الهواء المحيط فيرتفع إلى أعلى ويحل محله هواء بارد. وبذلك تكتمل دورة الحمل.

الأشعـــاع Radiation. تنتقل الحرارة بالأشعاع من الجسم الساخن إلى أى جسم آخر بواسطة أشعة الحرارة. الأشعاع يعتمد على ظاهرة انتقال الحرارة من سطح ساخن إلى سطح بـــارد. لذلـــك نجـــد أن انتقال الحرارة بالأشعاع لا يتوقف على درجة حرارة الهواء، المحيط بالجسم ولكن يتوقف على درجة حرارة الأجسام المحيطة بجسم الإنسان Fig 2.2 . هذا يفسر لـــنا عدم الشعور بالراحة لإنسان جالس بجانب شباك أو حائط خارجى فى الطقس البارد حتى لـــو كانت الغرفة دافئة. كما يشعر الإنسان بالدفئ نتيجة انتقال الحرارة بالأشعاع إليه من جسم

Table 2.1 Typical Metabolic Generation form Various activities

	Btu/(hr-ft^2)	met
Resting		
Sleeping	13	0.7
Reclining	15	0.8
Seated, quiet	18	1.0
Standing, relaxed	22	1.2
Walking (on the level)		
0.89 m/s	37	2.0
1.34 m/s	48	2.6
1.79 m/s	70	3.8
Office Activities		
Reading, seated	18	1.0
Writing	18	1.0
Typing	20	1.1
Filing, seated	22	1.2
Filing, standing	26	1.4
Walking about	31	1.7
Lifting/packing	39	2.1
Driving/Flying		
Car	18–37	1.0–2.0
Aircraft, routine	22	1.2
Aircraft, instrument landing	33	1.8
Aircraft, combat	44	2.4
Heavy vehicle	59	3.2
Miscellaneous Occupational Activities		
Cooking	29–37	1.6–2.0
House cleaning	37–63	2.0–3.4
Seated, heavy limb movement	41	2.2
Machine work		
sawing (table saw)	33	1.8
light (electrical industry)	37–44	2.0–2.4
heavy	74	4.0
Handling 50-kg bags	74	4.0
Pick and shovel work	74–88	4.0–4.8
Miscellaneous Leisure Activities		
Dancing, social	44–81	2.4–4.4
Calisthenics/exercise	55–74	3.0–4.0
Tennis, singles	66–74	3.6–4.0
Basketball	90–140	5.0–7.6
Wrestling, competitive	130–160	7.0–8.7

درجـــة حــرارته عالية حتى لو كانت درجة حرارة الهواء منخفضة كما يحدث أنتقال الحرارة بالأشعاع إذا تحرك الإنسان من مساحة مظللة إلى منطقة مشمسة ليس فيها ظلال.

ويعـــتمد كـــل ذلك على درجة الدكانة Blackness فنجد الناس صيفا ترتدى الملابس الفاتحة وذلك لعكس الأشعة الواصلة للجسم وشتاءا الملابس الداكنة لامتصاص تلك الحرارة.

التبخـــــــر ***Evaporation***. هـــى العملية التى تتحول فيها الرطوبة إلى بخار. عند تــبخر الرطوبة من على جسم الإنسان فإن الحرارة تطرد ويبرد سطح الجلد كما هو مبين فى Fig 2.3.

2.3 العوامل التى تؤثر على الاتزان الحرارى لجسم الأنسان

2.3 Factors Affecting Human Body Thermal Balance

العوامل التى تؤثر على الأتزان الحرارى لجسم الأنسان هى:

<u>أولا</u> : درجة الحرارة Temperature تؤثر درجة الحرارة كالتالى:

- **درجـــة حـــرارة الهواء المنخفضة تزيد من انتقال الحرارة بالحمل بينما درجة حرارة الهواء المرتفعة تقلل من انتقال الحرارة بالحمل.**
- **الهـــواء الـــبارد يخفض من درجة حرارة الأجسام المحيطة ويزيد معدل الأشعاع بينما يكون تأثير الهواء الدافئ عكسيا.**
- **الهواء البارد يزيد من معدل البخر بينما الهواء الدافئ يخفض هذا المعدل.**

<u>ثانيا</u> : الرطوبة Humidity. الهواء ذو الرطوبة النسبية المنخفضة يسمح بمعدل تبخر أكــبر مـــن الجســـم الـــذى يتخلص من الحرارة الزائدة بالتبخر ويقل هذا المعدل كلما زادت الـــرطوبة النســـبية، وهذا ما يفسر الأحساس بالحر الشديد فى فصل الصيف حيث يزداد البخر مـــن المســـطحات المائـــية وترتفع الرطوبة النسبية ويعانى من هذا سكـــان المناطق الساحلية بالــــرغم من انخفاض درجـــة الحـــرارة. هذا ويشعـــر الإنســـان بالراحة عند رطوبة نسبية ϕ = (50-60) %

<u>ثالـــثا</u> : حركة الهواء Air Movement. عامل آخر يؤثر على قابلية الجسم للتخلص من الحرارة الزائدة ألا وهو حركة الهواء حول الجسم.

1- يـزيد معـدل تخلـص الجسـم من الحرارة بالبخر . حيث أن الرطوبة المتواجدة فى مسامات الجلد سيحملها الهواء بعيدا عن الجسم بمعدل أسرع ومعها الحرارة الزائدة.

2- انـتقال الحـرارة بـالحمل حيث أن حركة الهواء تعمل على نقل طبقة الهواء الساخن الموجـودة حـول الجسـم بعـيدا عنه وبذلك يزيد معها فرق درجات الحرارة بين الجسم والوسط المحيط فيزيد معها انتقال الحرارة بالحمل.

3- انـتقال الحـرارة بالأشـعاع حيـث أن الأسطح المحيطة بجسم الأنسان ستبرد أسرع وبالـتالى تسمح بزيادة معدل انتقال الحرارة بالأشعاع. تأثير العوامل السابق الأشارة إليها مبين Fig 2.4

2.4 درجة الحرارة الفعالة — *2.4 Effective Temperature*

هـى مقـياس لدرجـة الـراحة ويرمز لها بالرمز ET. هذه الدرجة لا تقاس ولكن تعبر عن مجموعة من المؤثرات على راحة الأنسان فهى تشمل تأثير كل من درجة حرارة الهواء، نسبة الـرطوبة، حركة الهواء وتأثير ذلك على الشعور بالراحة فى حالتى الدفء أو البرودة. نتيجة لذلك عند نفس درجة الحرارة الفعالة فإن جسم الإنسان يحس بنفس الأحساس حتى ولو اختلفت درجـات الحرارة للهواء ونسبة الرطوبة ولهذا فإن درجة الحرارة الفعالة تعتمد على كل من: الملابس، النشاط نسبة الرطوبة وسرعة الهواء والنوع.

وجد أن درجة الحرارة الفعالة للشاب البالغ حوالى 24,5C°. درجة الحرارة هذه تسمي درجة الحـرارة الفعالـة القياسية Standard Effective Temperature SET وقد تم تحديد درجة الحرارة القياسية SET عند الظروف القياسية الآتية:

Ai r velocity <0.1 m/s.

Moisture perimability = 0.4

Metabolic activity level = 1met.

Closing insulation = 0.6 Clo

حيث تأثير الملابس يعبر عنه بوحدة Clo

للشخص العارى	Clo = 0
للشخص المرتدى بالطو وصديرى	Clo = 1
فى الظروف الأخرى	0< Clo < 1

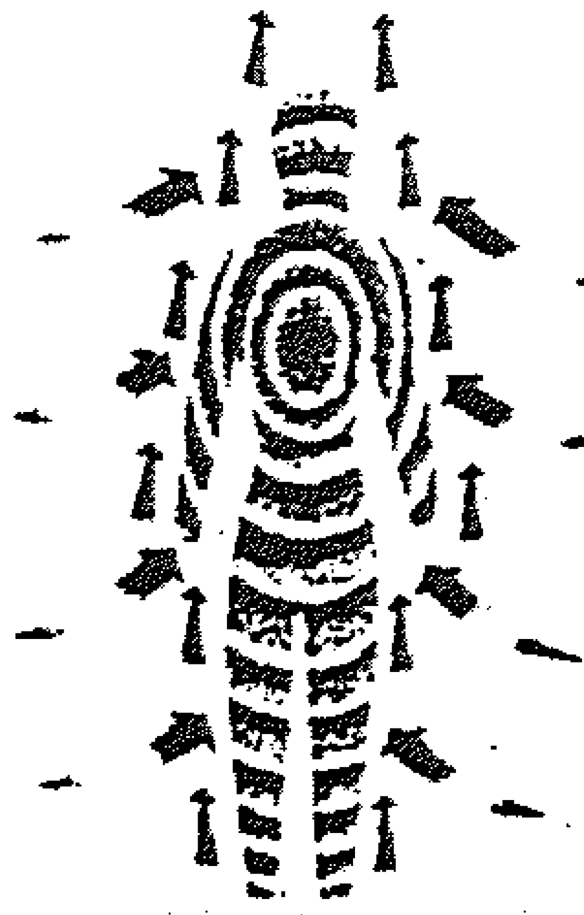


Figure 2.1 Convection

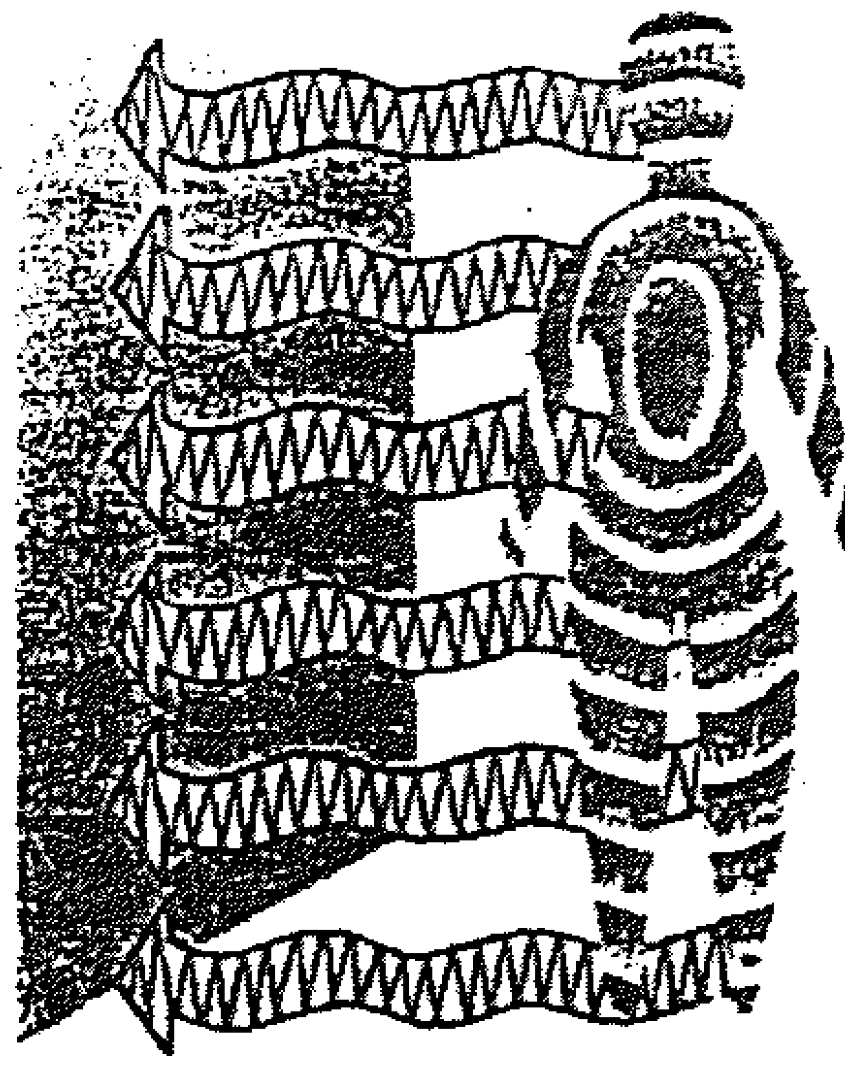


Figure 2.2 Radiation



Figure 2.3 Evaporation

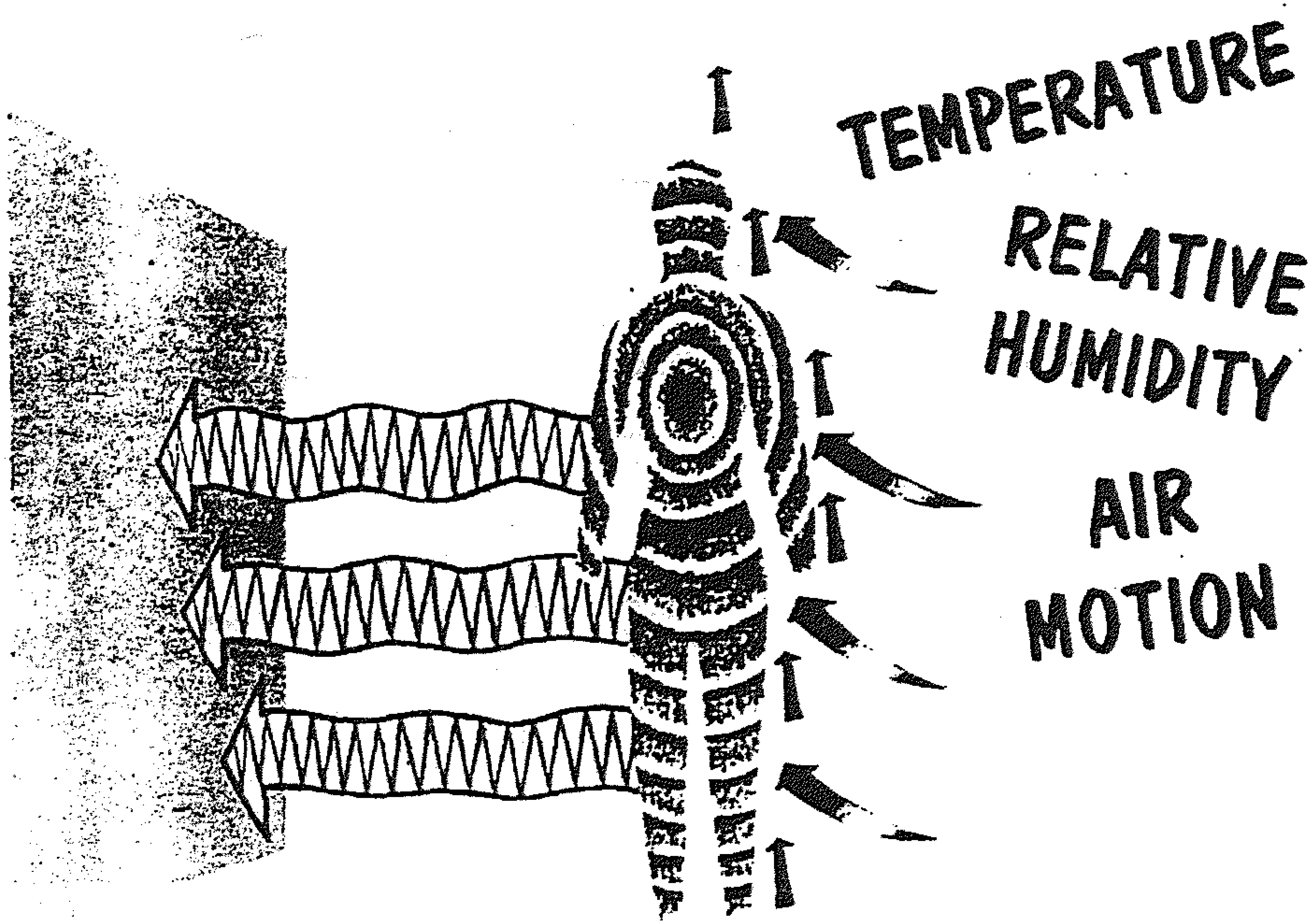


Figure 2.4 Conditions that affect body comfort.

وقــد وجــدت جمعــية الأشــرى ASHRAE أنه يشعر الرجال والناس بالراحة عندما تكون الــرطوبة النسبية فى حدود % (70 - 30) ودرجة الحرارة الجافة C°(26 -22) عندما تكون درجة الحرارة الفعالة فى حدود 24,5C°. درجة الحرارة الفعالة هذه تتوقف على فترة التواجد فــتزيد كلمــا قلت فترة التواجد وتتوقف كذلك على النوع فهى للإناث أكبر من مثيلتها للذكور وذلك بسبب زيادة نسبة الدهون عند الأناث – كذلك الحال بالنسبة للأعمار فوق الأربعين أكبر مــن مــرحلة الشــباب بحوالى 0.5C° حيث أن فى هذه السن يكون الجسم قد كون قدار من الدهون نتيجة نقص الحركة نسبيا.

يجــب ملاحظة أن الأحساس بالراحة أمر متغير كالطبيعة البشرية وتنشأ هذه الاختلافات طبقا للحالــة الصحية للأفراد أيا كان السن، ونوعية النشاط الذى يمارسونه وطبيعة الملابس ونقص أو زيــادة الحركة الموضعية للهواء والتواجد بالقرب النوافذ الباردة أو الحوائط التى تؤثر فيها أشعة الشمس لفترات طويلة وهكذا.

2.5 تنظيم درجة حرارة الجسم

2-5 Human Body Temperature Regulation

يشمل جسم الأنسان على نظام معقد يعمل على حفظ درجة حرارته ثابتة عند 37C° تقريبا مع تغــير درجة الحرارة الفعالة ارتفاعا وانخفاضا. عندما ترتفع درجة الحرارة الفعالة عن 32C° فــإن المركز الذى ينظم درجة حرارة الجسم يختل فى عملة ويكون ذلك مصحوبا بارتفاع فى درجــة حــرارة الجسم وازدياد ضربات القلب فيندفع بذلك الدم إلى ما تحت الجلد ليعمل على خفض درجة حرارته ويكون ذلك مصحوبا بانخفاض الفقد الحرارى المحسوس وزيادة فى فقد الحــرارة الكامنة متمثلة فى الأفراز العرقى المصحوب بفقدان الجسم للعديد من الأملاح وهذا يفســر شعور الأنسان بالخمول والكسل عند ارتفاع درجة الحرارة صيفا. لذلك ينصح الأطباء الأشخاص المتواجدين فى أماكن ذات طبيعة حارة بزيادة تناول الأملاح لتعويض الفقد المشار إليه.

عــند انخفاض درجة الحرارة فإن الأعضاء التى تقوم بتوليد الطاقة تنشط فتتأثر عملية الهضم وحركة الدم والكلى ويزداد ضغط الدم نتيجة انقباض الأوعية الدموية فى أجهزة التنفس فيكون الأنســان عرضــة للإصابة بأمراض الجهاز التنفسى والنزلات الشعبية. فى هذه الحالة يكون انتقال الحرارة من الجسم يكون عن طريق الحمل ويصبح مكون الحرارة المحسوسة أكبر.

2.6 Comfort Conditions   2.6 ظروف الراحـــة

ممـــا ســـبق يتضـــح أن الظروف الحرارية للمكان والهواء الخارجى تلعب الدور الأعظم فى شعور الإنسان بالراحة. بناء على العديد من التجارب للأشخاص رجالا ونساءا. حددت جمعية الأشرى ASHRAE ظروف الراحة كما يلى:

شتاءا:

$t_{db} = 20\text{-}23C°$

$t_{wb} = (12\text{-}20)C°$

$t_{ET} = (18\text{-}22)C°$

صيفا :

$t_{db} = 22\text{-}27C°$

$t_{wb} = 13\text{-}22C°$

$t_{ET} = 19 - 24C°$

فى كل الأحوال الرطوبة النسبية $\phi = (30\text{-}70)\%$

هـــذه الظـــروف مبيـــنة فى Fig 2.5 . الذى يحدد ظروف الراحة شتاءا وصيفا المنطقة ذات الظلال الدكنة تمثل ظروف الراحة لنظام تكييف معتدل طوال العام.

أهمية منطقة الراحة Comfort zone تتمثل فى تحديـــد الظروف الداخليـــة Indoor conditions اللازم توفيرها لكى يشعر شاغلوا المكان بالراحة.

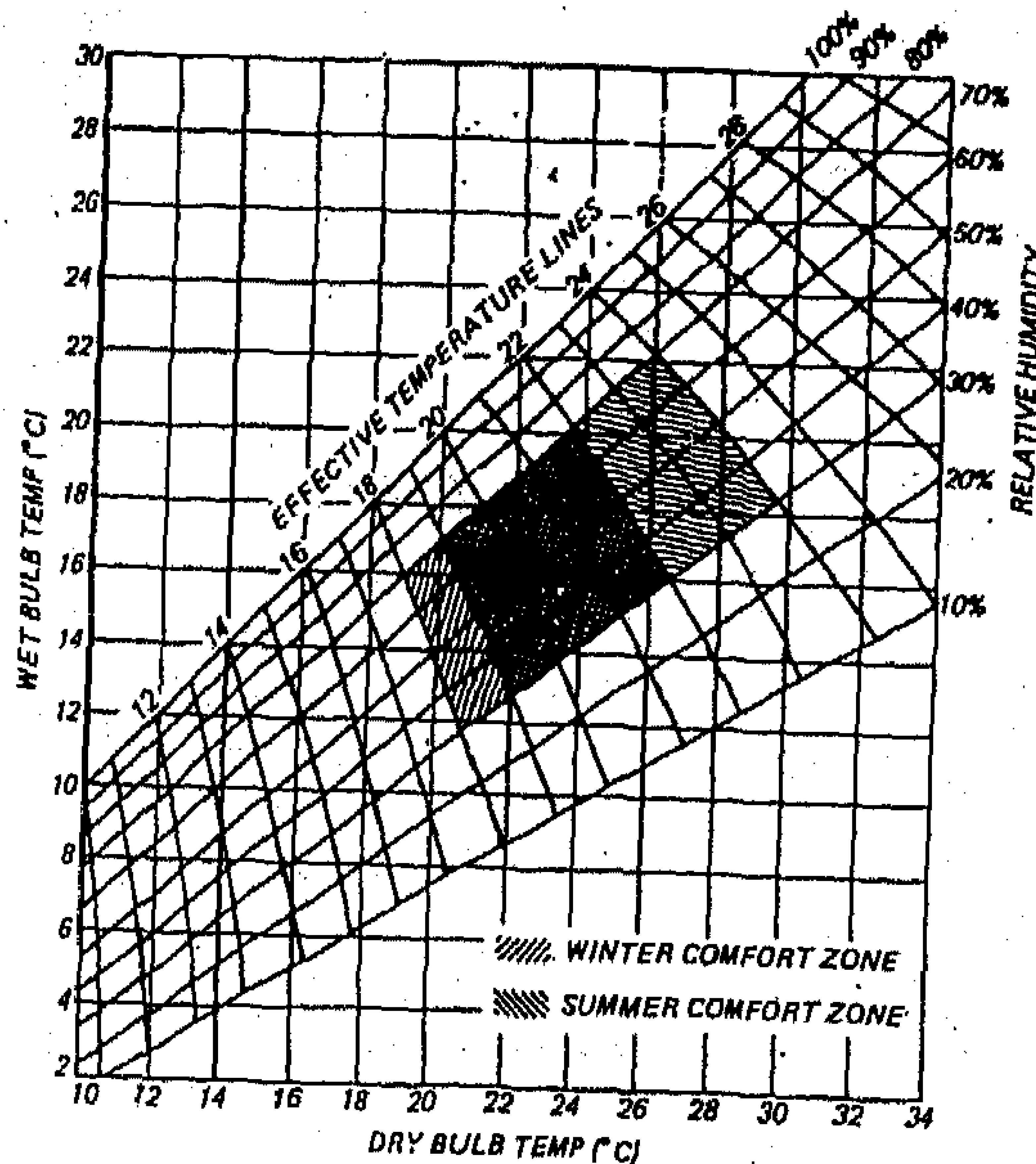


Figure 2.5 Comfort zone.

3

الهـــواء الرطـــب

MOIST AIR

General — مقدمـــــــة

الهــواء الجــوى Atmospheric Air يــتكون من مجموعة من الغازات مخلوطة مع بعضها خلطا ميكانيكـــيا،هذه الغازات هى : النتروجين ، الأكسجين ،ثانى أكسيد الكربون ونسبة ضئيلة من الغازات الخاملة مثل الأرجون، كريتون ، زيتون، رادوان ، هيليوم بالإضافة إلى بخار الماء.

يقصد بالخلط الميكانيكى أن مكونات الهواء غير متحدة كيميائيا وعلى ذلك يمكن فصلها بسهولة.

الإنســان يستنشــق الهــواء فــيأخذ منه الأكسجين الضرورى للعمليات البيولوجية ويطرد ثانى أكسيد الكـــربون الذى يأخذه النبات ويطرد الأكسجين وبذلك يستقر الاتزان النوعى للهواء اللازم للحياة. هذا يسمى بالهواء الجاف .

3.1 Dry Air Contents — 3.1 مكونات الهواء الجاف

يــتكون الهــواء الجــاف مــن العناصــر المبينة فى Table 3.1 وبالنسب المئوية المبينة قرين كل عنصر.

Table 3.1 Composition of dry Air

Constituent	*Molecular Mass*	*Volumetric Fraction %*
Oxygen	32	20.95
Nitrogen	28.016	78.09
Argon	37.944	0.93
Carbon dioxide	44.01	0.03

3.2 خواص الهواء الجوى القياسية

3.2 *Standard Atmospheric Air Properties*

1. الجاذبية الأرضية $g = 9.807, m/s^2$
2. درجة الحرارة عند سطح البحر $T_a = 288, IK$
3. الضغط الجوى عند سطح البحر $P_\cdot = 101.037, kPa$
4. الهـواء الجـوى يحـتوى علـى هـواء جاف له صفات الغاز المثالى فى مجال تغيير درجة الحرارة $(t = 30 - 150)C^\circ$
5. كثافة الهواء $\rho = 1.115\ kg/m^3$

خلافـا عـن الهـواء الجاف dry air فإن الهواء الجوى Atmospheric air يحتوى باستمرار على نسبة من بخار الماء تختلف من مكان لآخر ومن فصل لآخر فى السنة الواحدة لنفس المكان.

بخـار المـاء الموجـود فـى الهـواء الجوى وإنه كانت نسبته بسيطة نسبيا إلا أنه شديد التأثير على مواصـفات الهـواء ككل وذلك بسبب الرطوبة التى تقاس بالرطوبة النسبية Relative humidity أو الرطوبة النوعية Specific humidity وسيتم شرحهما فيما بعد :

3.3 *Psychrometry*   3.3 السيكرومترى

هو العلم الذى يدرس خواص الهواء وهو مختلط مع بخار الماء.

3.4 *Psychrometric Chart*   3.4 خريطة السيكرومترى

خـواص الهـواء الجـوى يمكن وضعها فى صورة جداول أو فى صورة منحنيات . فى العادة يفضل وضـعها فـى صـورة منحنـيات تشـكل فـيما بيـنهما خـريطة تسـمى خـريطة السيكرومترى Psychrometric chart . هـذه الخـريطة تسـاعد لـيس فقط فى تحديد خواص الهواء الرطب ولكـنها تسـاعد أيضـا فـى دراسـة عمليات تكييف الهواء . هذه الخريطـة عبارة عن مخطط يتم تمثـيل فـيه كل من درجـة حرارة الهواء الجافة Dry bulb temperature(db) ودرجة حرارة

ـــواء الرطـــبة (wb) Wet bulb temperature ونســـبة الـــرطوبة (w) Humidity ratio ـــرطوبة النســـبية ϕ Relative humidity والانثالبيا (h) Enthalpy والحجم النوعى Specific volume) . وتحـــتوى أيضـــا علـــى مفهوم معامل الحرارة المحسوسة SHF والذى سيأتى شرحه ا بعد.

ـريطة الســـيكرومترى قـــد تـــأخذ أشكالا عديدة ولكن النظرية والبيانات التى على اساسها وضعت ـــدة. أكـــثر الأشـــكال شيوعا هو مبين فى Fig 3-1. وقد تم وضعها عند ظروف الضغط الجوى اســـى P= 101350 Pa. وســـيتم شـــرح تمثيل كل من الخواص السابق ذكرها للهواء الرطب كل ى حدة .

3 خواص الهواء الرطب — *3.5 Moist Air Properties*

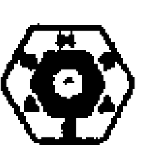
؛: درجة حرارة الهواء الجافة والرطبة — *Dry and Wet Bulb Temperatures*

- درجـــة حـــرارة الهواء الجافة Dry bulb temperature هى عبارة عن درجة الحرارة التى يقـــرأها الترمومـــتر الزئـــبقى داخـــل زجاج مباشرة (محميا من تأثير الأشعاع) ويشرط عدم ملامسة انتفاخة الحساس لأى سائل أو بخار ويرمز لها بالرمز (db).
- درجـــة حـــرارة الهـــواء الرطـــبة Wet bulb temperature.إذ وضعت قطعة من القماش المـــبلل علـــى بصيلة الترمومتر الزجاجى فإن أقل درجة حرارة يقرأها الترمومتر هى درجة حـــرارة الهواء الرطبة ويرمز لها بالرمز (wb) ومن ذلك يفهم أن درجة الحرارة الرطبة أقل مـــن درجـــة الحـــرارة الجافة وذلك نظرا لتبخر الماء الموجود بالقماش حيث يتم سحب جزء مـــن حـــرارة الوسط المحيط فيبرد وبذلك يعطى درجة حرارة أقل من الجافة . مما هو جدير بالذكـــر فـــإن درجـــة الحرارة الجافة تساوى درجة الحرارة الرطبة فقط عند الرطوبة النسبية 100%. حيث الهواء يكون محملا بأكبر كمية من بخار الماء، يمكن حملها.
- لقـــياس درجـــة حـــرارة الهواء الجافة والرطبة يستعمل جهاز المقلاع أو سيكروميتر سيلينج Sling Psychrometer وهـــو جهـــاز يحـــتوى على ترمومترين Fig 3.2 أحدهما مغطى بقطعـــة من القماش المبلل يقرأ درجة حرارة الهواء الرطبة والأخر بدون ويقرأ درجة حرارة

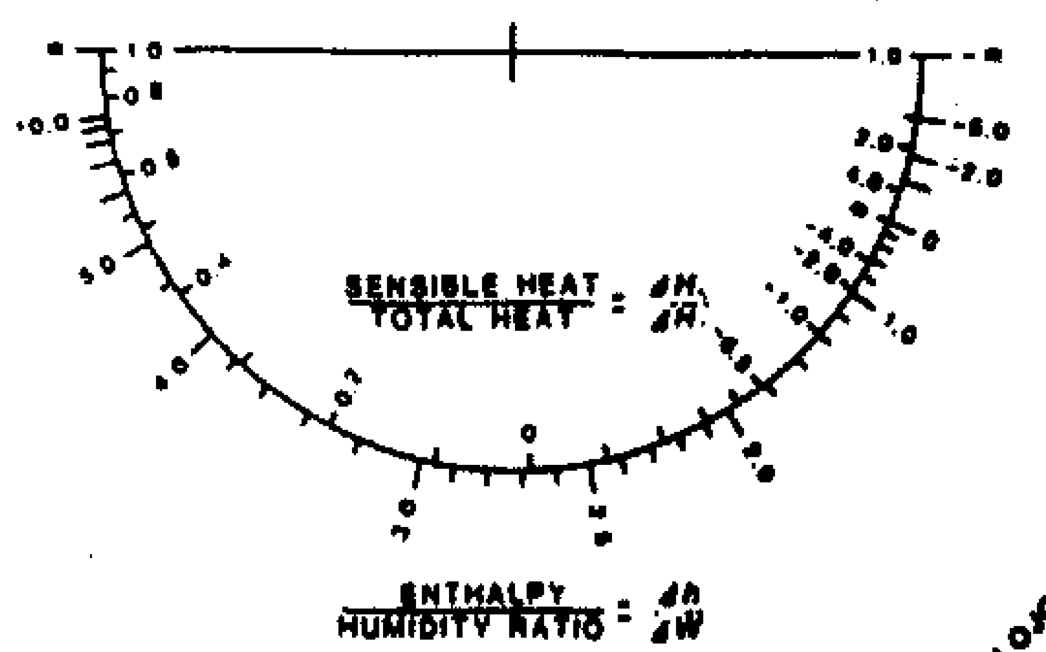
ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 1

NORMAL TEMPERATURE SEA LEVEL

BAROMETRIC PRESSURE 101.325 kPa



COPYRIGHT 1981
AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.



ENTHALPY IN KILOJOULES PER KILOGRAM DRY AIR

SATURATION TEMPERATURE °C

WET BULB TEMPERATURE °C

VOLUME CUBIC METRE PER KILOGRAM DRY AIR

RELATIVE HUMIDITY

HUMIDITY RATIO (W) GRAMS MOISTURE PER KILOGRAM DRY AIR

SENSIBLE HEAT / TOTAL HEAT = ΔHs / ΔHt

DRY BULB TEMPERATURE °C

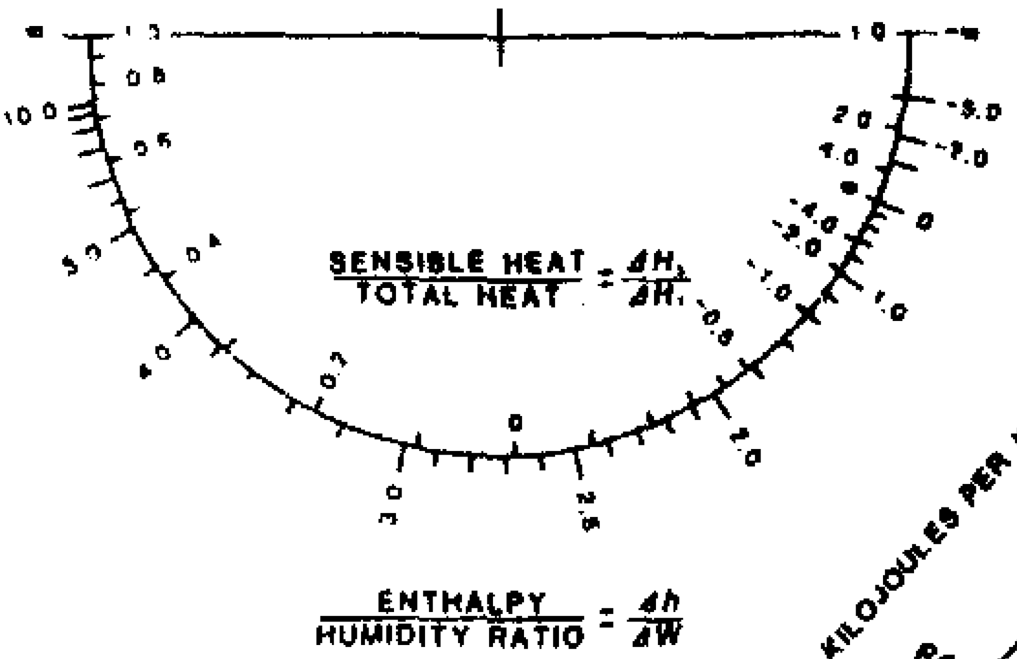
Figure 3.1 a. Psychometric chart (Barometric Pressure of 101.325 kPa)

ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 6

NORMAL TEMPERATURE ELEVATION: 1500 METRES

BAROMETRIC PRESSURE 84.556 kPa

COPYRIGHT 1981
AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.



ENTHALPY (h) KILOJOULES PER KILOGRAM DRY AIR

SATURATION TEMPERATURE °C

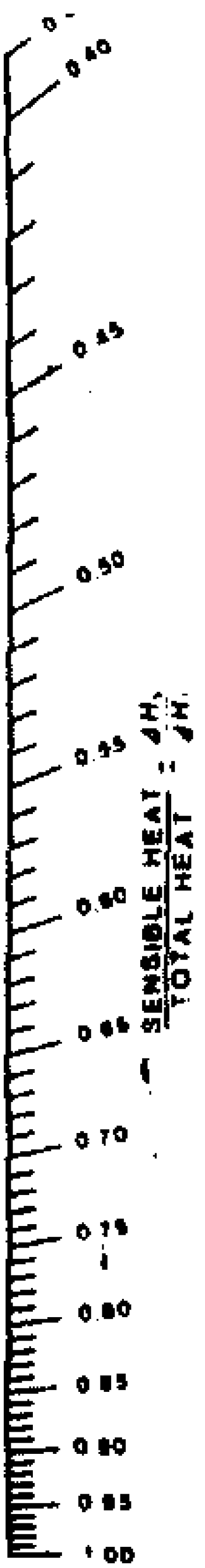
WET BULB TEMPERATURE °C

VOLUME CUBIC METRE PER KILOGRAM DRY AIR

RELATIVE HUMIDITY

HUMIDITY RATIO (W) GRAMS MOISTURE PER KILOGRAM DRY AIR

DRY BULB TEMPERATURE °C



الهــواء الجافــة . الجهاز مزود بيد يدار بواسطها عدة مرات حتى تثبت درجة الحرارة على كل من الترمومترين.

درجــة الحــرارة الجافــة (db) تمثل بخطوط رأسية على خريطة السيكرومترى Fig 3.3 أما درجة الحرارة الرطبة فتمثل بخطوط مائلة Fig 3.4.

ثانيا : نسبة الرطوبة *Specific Humidity*. هــى عــبارة عن نسبة كتلة بخار الماء m_v إلــى كــتلة الهــواء الجــاف m_a فى الخليط ويرمز لها بالرمز (W) ووحداتها هى kg wv/ kg da ويمكن كتابتها بالمعادلة.

$$W = m_v / m_a \qquad (3.1)$$

وبتطبيق القانون العام للغازات المثالية لكل من الهواء الجاف بخار الماء.

$$m_a = \frac{Pa.V}{Ra.T} \quad and \quad m_v = \frac{Pv.V}{Rv.T} \qquad (3.2)$$

حيث p_a الضغط الجزئى للهواء الجاف فى الخليط .

P_v الضغط الجزئى لبخار الماء فى الخليط .

V حجم الخليط.

T درجة حرارة الخليط المطلقة .

Ra ثابت الغاز لبخار الماء.

$$Ra = 287, J/kg.\ K \quad and \quad Rv = 461.5, J/kg.\ K$$

وبتطبيق قانون دالتون فإن الضغط الكلى للخليط P_t يساوى

$$P_t = P_a + P_v \qquad (3.3)$$

وبالــتعويض بالقــيم العدديــة لكل من Rv , Ra ويوضع المعادلات (3.2)، (3.3) فى المعادلة (3.1) نحصل على:

$$W = 0.662 \frac{P_v}{P_t - P_v} \qquad (3.4)$$

نســبة الــرطوبةW تمثل بخطوط أفقية على خريطة السيكرومترى ونقرأ قيمتها على المحور الرأسى Fig 3.4 .

ثالثا : الرطوبة النسبية *Relative Humidity*. يرمــز لها بالرمز ϕ أو اختصارا RH

وهـــى عــبارة عــن نســبة ضغط بخار الماء P_v إلى ضغط بخار الماء المشبع Ps عند نفس درجة الحرارة الجافة

$$\phi = P_v / P_s ,\% \qquad (3.5)$$

حيــث Ps ضـــغط بخار الماء المشبع يمكن تعيينه من Table 3.2 أو بمعلومية درجة الحرارة الرطبة wbt بالمعادلة

$$\text{Log } P_s = 30.56 - 8.2\log(t_{wb} + 273) + 2.48 \times 10^{-3}(t_{wb} + 273) - 3142{,}3 | (t_{wb} + 273), k,Pa. \quad (3.6)$$

ثم تعين ضغط البخار P_v من خلال كل من dbt, wbt, Ps من المعادلة

$$P_v = Ps - 101.325 \times 6.66 \times 10^{-4}(t_{db} - t_{wb}) \qquad (3.7)$$

يعين ضغط بخار الماء عند درجة الحرارة الجافة بالمعادلة

$$\text{Log } P_{s(d)} = 30{,}56 - 8.2\log(t_{db} + 273) + 2.48.10^{-3}(t_{db} + 273) - \frac{3142.3}{t_{db} + 273}, \text{kPa} \quad (3.8)$$

بالــتعويض عــن P_v ، $Ps_{(d)}$ فــى المعادلــة (3.5) نعين ϕ وهى تمثل بمنحنيات مبينة فى Fig 3.3 تأخذ قيم نسبة مئوية عادة تبدأ من 10% وتنتهى بمنحنى التشبع 100% .

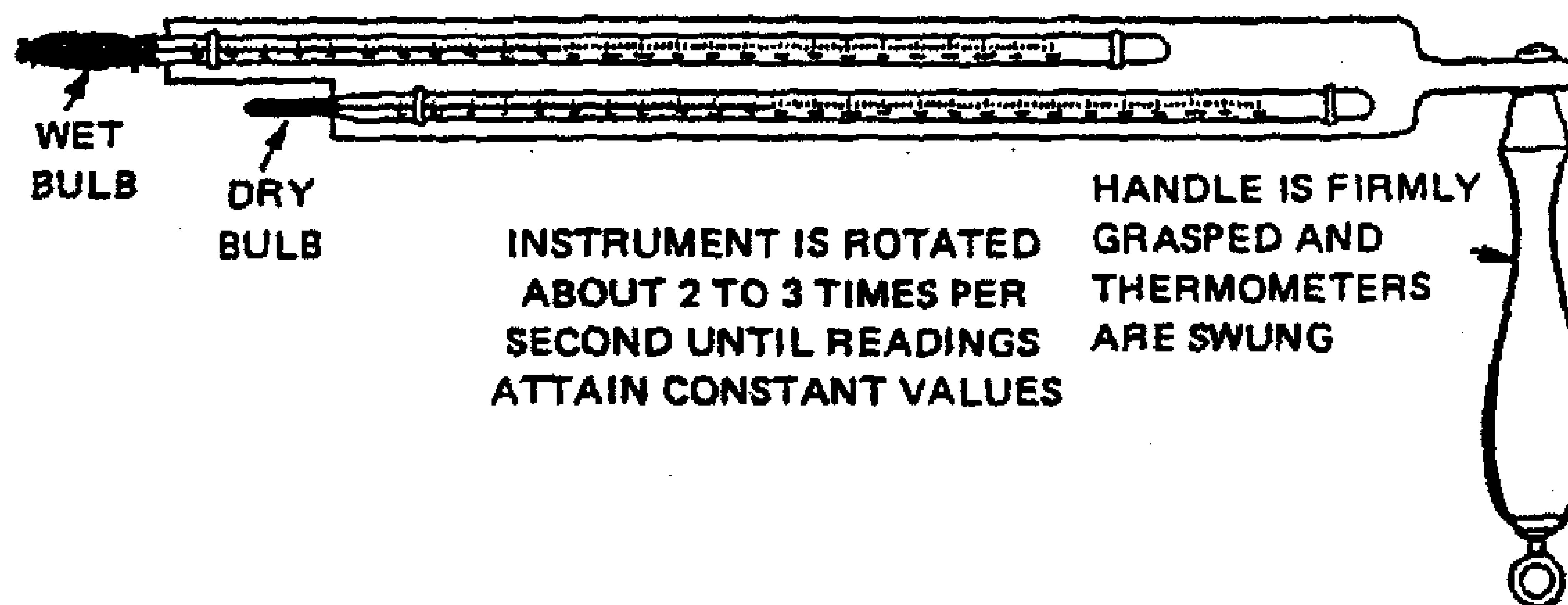


Figure 3.2 Sling psychomotor

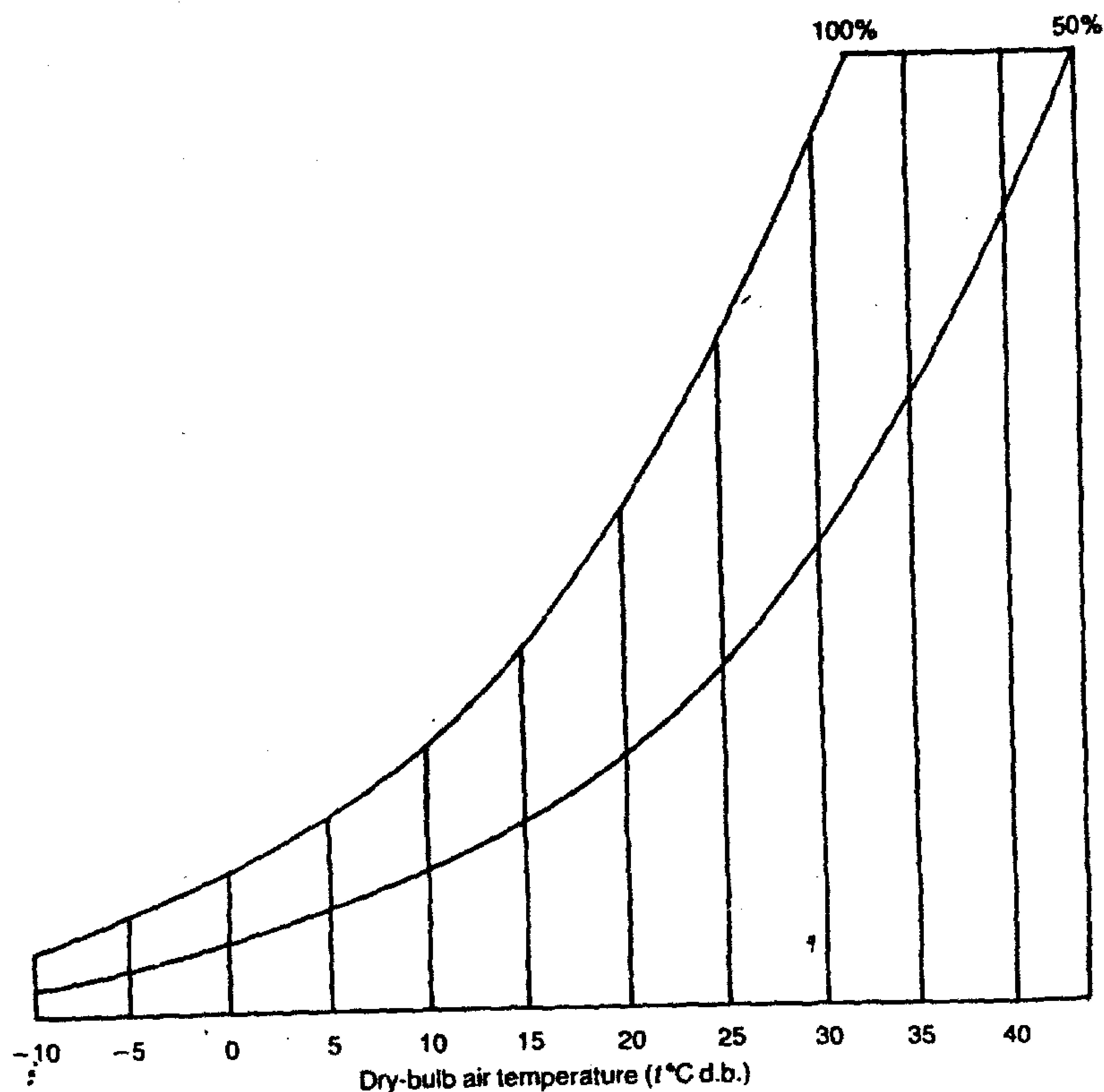


Figure 3.3 Dry- bulb temperature C°, and relative humidity %

رابعا : الحجم النوعى للهواء *Specific Volume* . الحجـم الـنوعى للهواء الرطب v

يمكن تعينه عن طريق القانون العام للغازات

$P_a v = mRT$ (3.9)

حيث Pa الضغط المطلق للهواء الجاف ويعين من :

$P_a = P_B - P_v$ (3-10)

حيث P_B الضغط الجوى المقاس بالبارومتر

Pv ضغط بخار الماء.

وبذلك يكون الحجم النوعى v مقدار بـــ m^3/kg

$v = m\ RT / P_a$ (3-11)

ويمثل الحجم النوعى بخطط مائلة كما هو مبين فى Fig 3.5

خامسا : انثالبيا الهواء الرطب *Enthalpy of moist air*. هذه الخاصية أساسية فى حسابات

وظــائف معـــدات معالجة الهواء مثل السخانات وملفات التبريد والاتزان الحرارى للمكان والمعدات. يمكــن دراســة الانثالبيا تأسيسا على قانون جيبس – دالتون **Gibbs- Dalton law** الذى ينص على أن المحـــتوى الحرارى أو الانثالبيا للخليط يساوى مجموع المحتوى الحرارى لكل العناصر المشتركة فـــى الخلـــيط. وعلـــى هـــذا فإن المحتوى الحرارى للهواء الرطب يساوى مجموع المحتوى الحرارى للهواء الجاف بالإضافة إلى المحتوى الحرارى لبخار الماء.

$h = h_a + h_v =$, kJ / kg (3.12)

حيث h_a المحتوى الحرارى للهواء الجاف.

$h_a = Cp_a \times t$, kJ / kg (3.13)

h_v المحتوى الحرارى لبخار الماء

$h_v = W\ (h_{fg} + Cp_{(v)} \cdot t)$ (3.14)

حيث Cp_v , Cp_a الحرارة النوعية لكل من الهواء الجاف وبخار الماء.

$Cp_a = 1.005$ kJ / kg. K, $C_{pv} = 1.86$ kJ/kg. K.

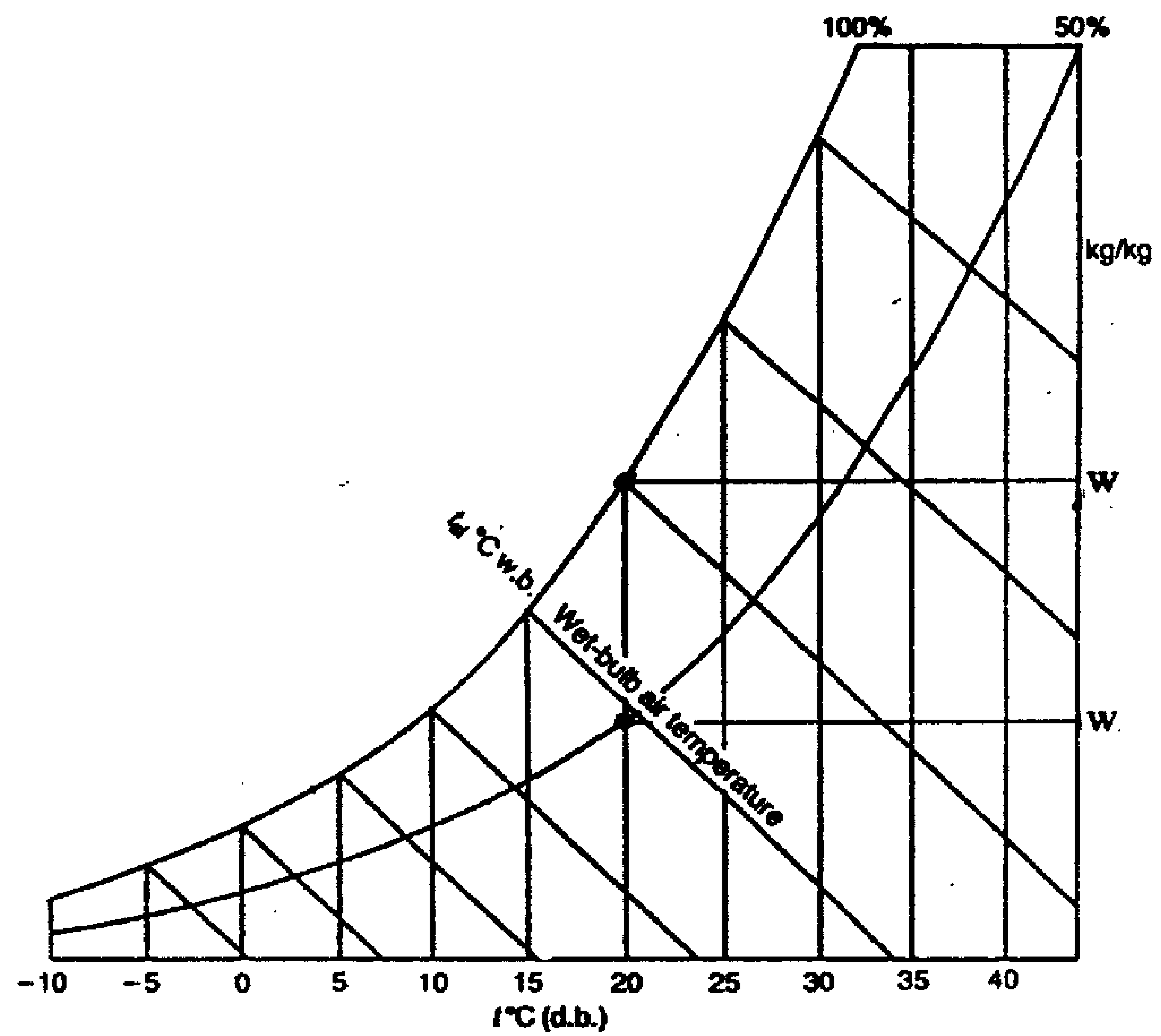


Figure 3.4 Psychometric chart showing wet- bulb temperature (Wb) and moisture content (W)

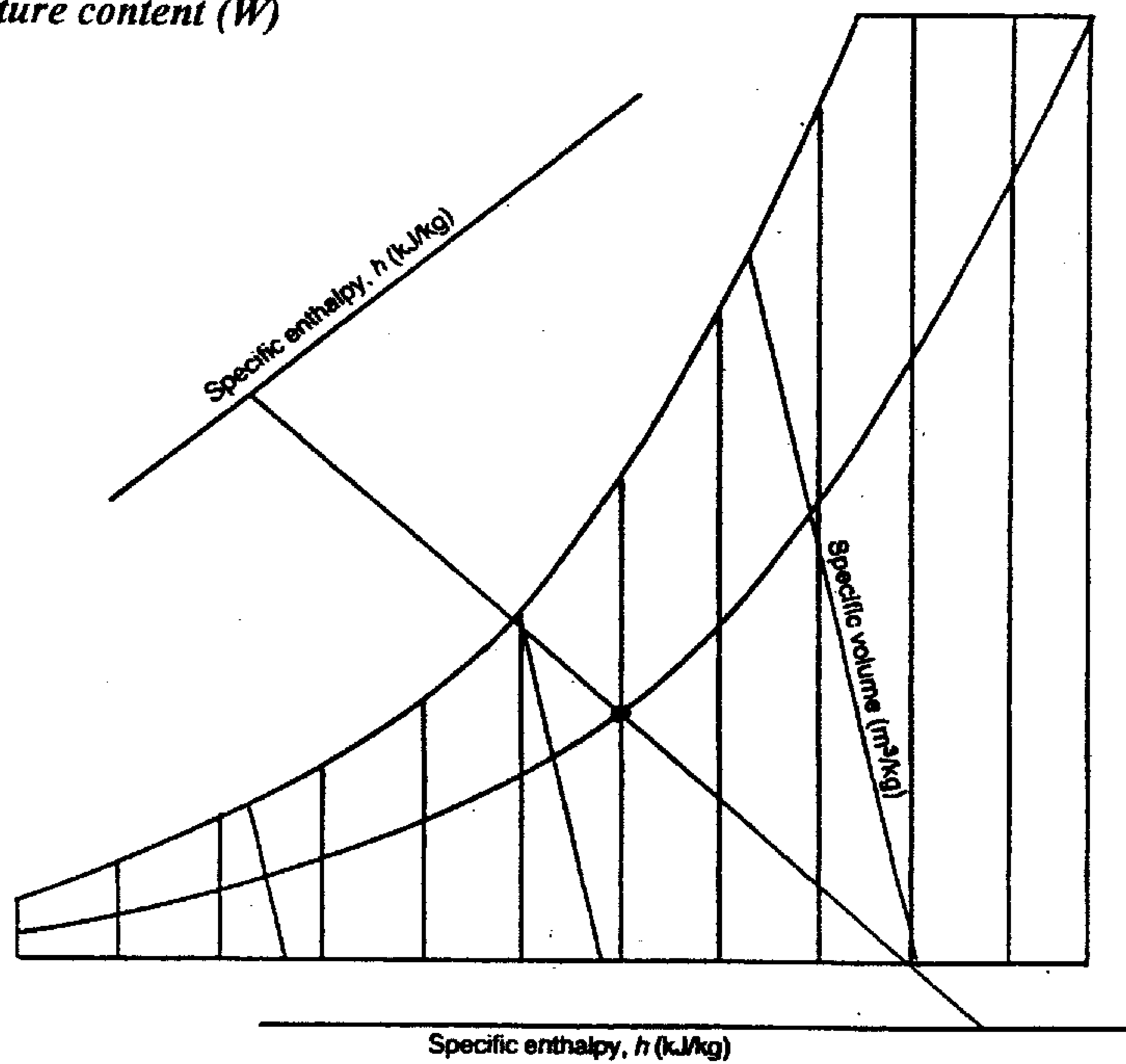


Figure 3,5 Psychometric chart showing specific entkalpy and specific volume.

h_{fg} هى الانثالبيا النوعية لبخار الماء المشبع عند الصفر المئوى $h_{fg} = 2500,8 kJ/kg$

بالتعويض بالقيم الرقمية لــ h_{fg} , Cp_v, Cp_a فى المعادلة (3.12) تصبح انثالبيا الهواء الرطب h :

$$h = 1.005 + W (2500,8+1.86.t) \quad , \quad kJ/kg \qquad (3.15)$$

وتمـــثل علـــى خريطة السيكرومترى بخطوط مائلة على الأفقى وتكاد تكون منطبقة على خطوط درجة الحرارة الرطبة وتقرأ على مقياس خاص خارج الخريطة كما هو مبين من Fig 3.5

سادسيا : نقطة الندى ***Dew point***. تعــرف نقطـــة الـــندى (dew point) بدرجة حرارة الهـــواء الرطـــب المشبع عند نفس الضغط ونسبة الرطوبة وبعبارة أخرى إذا تم خفض درجة حرارة الهـــواء الرطـــب عـــند نفس الضغط ونسبة الرطوبة (W) فدرجة الحرارة التى يبدأ عندها بخار الماء فى التكثف هى نقطة الندى وتعيين بالمعادلة.

$$t_{dp} = 14.62 \ln (Ps / 600.245), C° \qquad (3.16)$$

حيث P_s ضغط بخار الماء المشبع. يمكن تعيين نقطة الندى المقابلة لحالة الهواء الرطب كالآتى: بمعلومـــية أى خاصـــتين (φ ، h , wbt, dbt) للهـــواء الرطـــب وتحـــدد حالة الهواء على خريطة الســـيكرومترى نرســـم خطـــا أفقـــيا من هذه النقطة حتى يقابل منحنى التشبع ($\phi =$ 100%). نقطة التقاطع تعطى قيمة نقطة الندى كما هو مبين فى Fig 3.6.

3.6 تحديد خواص الهواء الرطب

3.6 Determination of Moist Air Properties

تحديـــد حالـــة الهـــواء الرطب يتطلب معرفة خاصتين من الخواص السابق شرحها وكمثال لو علم أن حالـــة الهـــواء فـــى غرفة ما تحدد بـــ $t_{db} = 21C°$ ، $\phi = 50\%$ ، باستخدام خريطة السيكرومترى

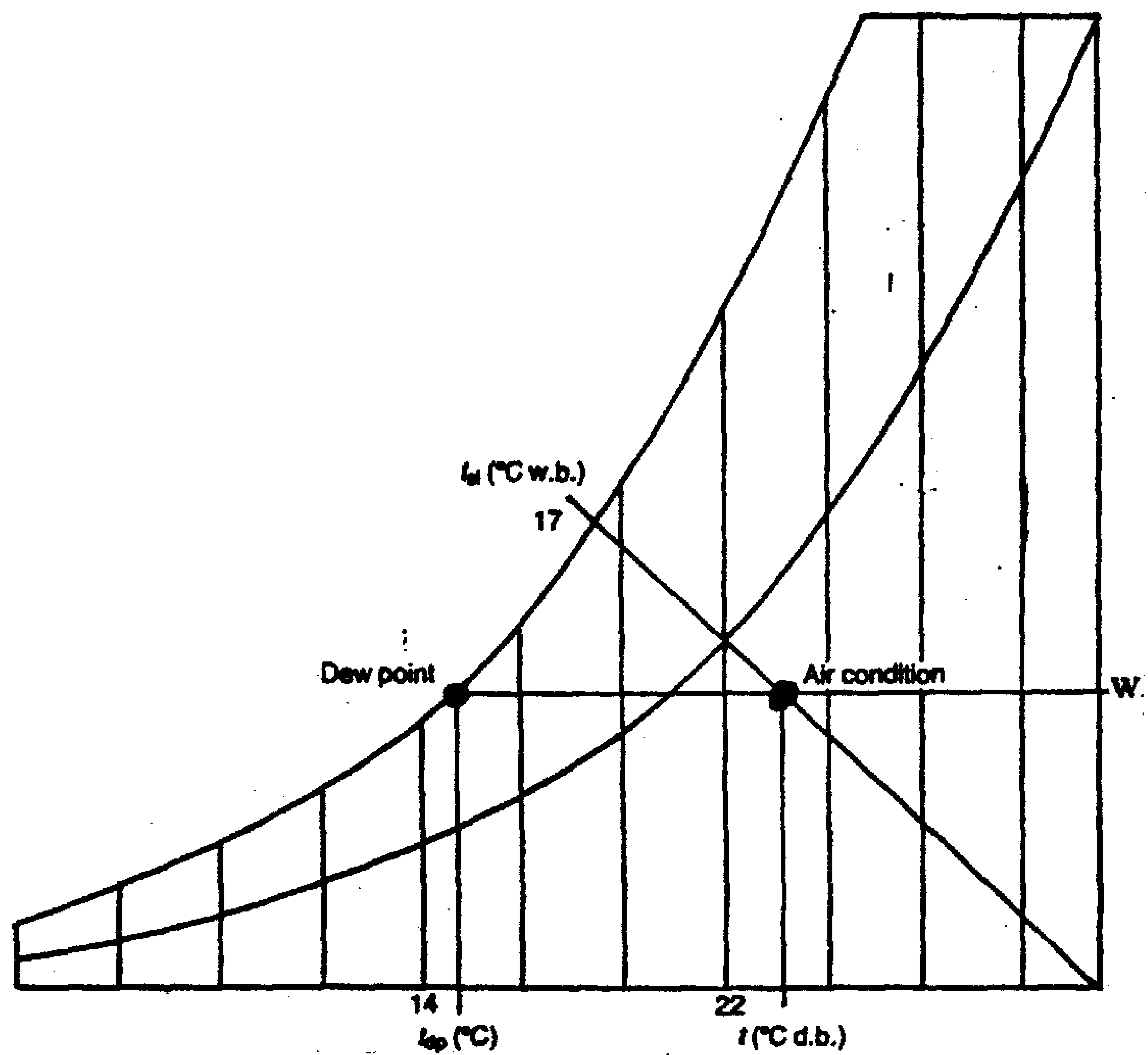


Figure 3.6 Psychometric chart showing the location of dew- point temperature.

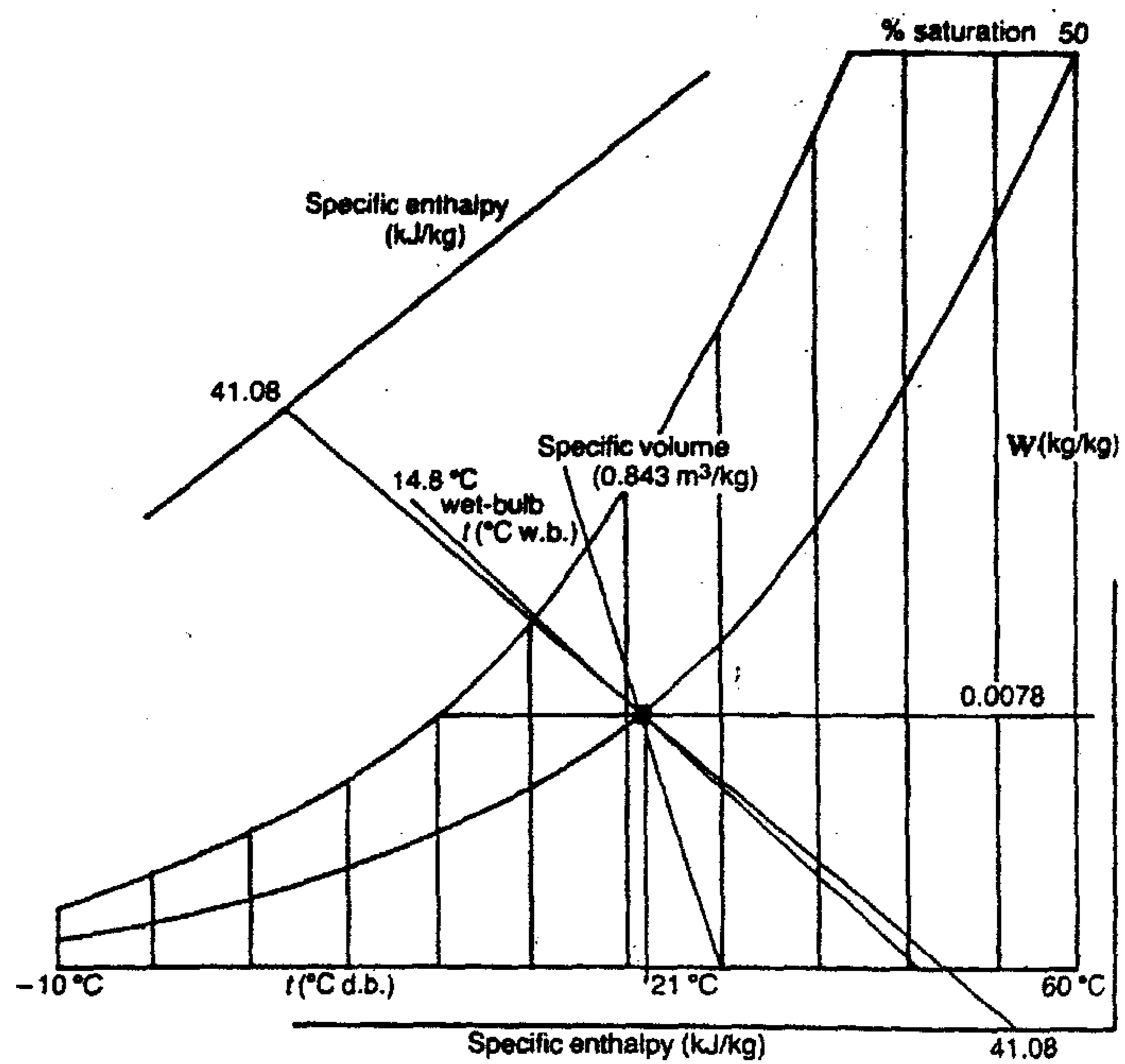


Figure 3.7 Determination of air state properties.

تقـــاطع خـــط $db = 21C°$ مـــع منحـــنى الرطوبة النسبية $\varphi = 50\%$ يعطى حالة الهواء الرطب فى الغرفة. Fig 3.7

الاتجاه يمينا افقيا من نقطة التقاطع يعطى نسبة الرطوبة $W = 0.0078 \quad \frac{kgwv}{kgda}$

الاتجاه يسارا افقيا فى اتجاه منحنى $\varphi = 100\%$ يعطى قيمة نقطة الندى $dp = 10C°$

درجة الحرارة الرطبة تقرأ من منحنى $\varphi = 100\%$ وهى تساوى $14{,}8C°$

الحجم النوعى $v = 0\ 843\ m^3/kg$

الانثالبيا تقرأ على مقياس خارج حدود الخريطة وقيمتها $h = 41.08\ kJ/kg$

3.7 تأثير تغيير الضغط الجوى

3.7 *The Effect of Barometric Pressure Variation*

خـــواص الهـــواء الرطـــب الســـابق شـــرحها قد تم حسابها على أساس ضغط الهواء الجوى القياسى $P_B = 101.35kPa$

ماذا لو تغيير هذا الضغط؟

ســـوف يـــؤدى ذلـــك إلـــى تغيير القيم الموجودة على خريطة السيكرومترى. وللتعامل مع هذه الحالة نصح باستخدام المعادلة المقترحة بواسطة Thomson لتصحيح التغيير كالتالى :

$$Ws = 0.624\ Ps/(P_B - 1.004Ps) \qquad (3\text{-}17)$$

حيث Ps ضغط البخار المشبع عند الظروف القياسية $P_B = 101{,}35kPa$

P_B الضغط الجوى المقاس بالبارومتر. وعلى ذلك يتم تغيير بقية الخواص الأخرى.

يمكـــن تتبع تغيير خواص الهواء المحددة عند ضغط جوى مقداره $101{,}35\ kPa$ بنفس الخواص على خريطة السيكرومترى المحددة على أساس ضغط جوى مقداره $84{,}55kPa$ والمبينة فى Fig 3.1b.

Example 3.1

Compute the humidity ratio of air at 60% RH at the condition of : ai temperature of 30C° . The barometric pressure is 101.35 kPa.

مـن Table 3.2 عـنـد t = 30C° نجـد أن ضغط التشبع هو 4.241, kPa وهو يعنى الضغط عند
φ =100% حيث أن الرطوبة النسبية RH = 60% فإن ضغط البخار يعين بالمعادلة

$$P_v = 4.241 \times \frac{60}{100} = 2.545 \text{ kPa}$$

بالتعويض فى معادلة (3.4)

$$W = 0.622\, P_v / (P_t - P_v)$$

$$= 0.622 \times 2.545 / (101.35 - 2.545) = 0.016 \frac{kg}{kg}$$

Example 3.2

A sling psychrometer shows the air conditions in an occupied room is 22C°db and 17C° wb. Calculate the relative humidity.

عند درجة الحرارة الجافة t_{db}= 22C° نعين ضغط التشبع بالمعادلة (3.8)

$$\text{Log } P_{(sd)} = 30.59 - 8.2\log(t_{db}+273) + 2.48.10^{-3}(t_{db}+273) - \frac{314,23}{t_{db}+273}$$

$$= 30.59 - 8.2\log(22+273) + 2,48.10^{-3}(22+273) - \frac{3142.3}{22+275} = 0.42$$

Ps = 2.638, kPa.

ضغط التشبع عند درجة الحرارة الرطبة t_{wb} = 17C° يعين بالمعادلة

$$\text{Log } P_{sw} = 30.59 - 8.2\log(t_{wb} + 273) + 2.48.10^{-3}(t_{wb} + 273) - \frac{3142\ .3}{t_{wb} + 273}$$

$$= 30.59 - 8.2\log(17+273) + 2.48 \times 10^{-3}(17+273) - \frac{3142.3}{17+273} = 0.287$$

P_{sw} = 1.935, kP_a.

ضغط البخار عند t_{wb} = 17 C°

$$P_v = Psw - 101.325 \times 6.66\ 10^{-4}(t_{db} - t_{wb})$$

$$= 1.935 - 101.325 \times 6.66\ 10^{-4}(22 - 17) = 1.6 \text{ kPa}$$

$$\varphi = P_v / P_{s(d)} = 1.6/2.63 = 60\%$$

Example 3.3

Calculate the specific volume of humid air at 22C° db & 17C° wb and vapor pressure 1600 Pa.

ضغط الهواء الجاف

$Pa = P_B - Pv$

$= 101325 - 1600 = 99725$, Pa

وبتطبيق المعادلة 3.11 نجد أن

$v = mRT/P$

وحيث أن $T = 295°K$ & ، $R = 287$ J/kg. K ، & $m = 1$ kg

وبالتعويض بالقيم السابقة فى المعادلة

$v = 1 \times 287 \times 295 / 99725 = 0.8493\ m^3/kg.$

Example3.4

Find the dew point of humid air at 22C°db & 17C°wb if vapor pressure is 1600Pa.

وبتطبيق المعادلة 3.16

$t_{dp} = 14.62 \ln (Ps / 600{,}245)$

$= 14.62. \ln (1600 / 600.245) = 14.3C°$

حل آخر

بتوقيع حالة الهواء $t_{db} = 22C°$ ، $t_{wb} = 17C°$ على خريطة السيكرومترى ونرسم خطا افقيا فى

اتجاه المنحنى $\phi = 100\%$. نقطة التقاطع نسقطها رأسيا لتقرأ القيمة $dP = 14C°$

Example 3.5

Compute the enthalpy of moist air at 60% RH, when the temperature is 30C°db, for standard barometric pressure.

Table 3.2 Moist Air properties.

t, °C	Saturation pressure, kPa	Specific volume, m^3/kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/kg · K	
		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor
0	0.6108	0.0010002	206.3	-0.04	2501.6	-0.0002	9.1577
2	0.7055	0.0010001	179.9	8.39	2505.2	0.0306	9.1047
4	0.8129	0.0010000	157.3	16.80	2508.9	0.0611	9.0526
6	0.9345	0.0010000	137.8	25.21	2512.6	0.0913	9.0015
8	1.0720	0.0010001	121.0	33.60	2516.2	0.1213	8.9513
10	1.2270	0.0010003	106.4	41.99	2519.9	0.1510	8.9020
12	1.4014	0.0010004	93.84	50.38	2523.6	0.1805	8.8536
14	1.5973	0.0010007	82.90	58.75	2527.2	0.2098	8.8060
16	1.8168	0.0010010	73.38	67.13	2530.9	0.2388	8.7593
18	2.062	0.0010013	65.09	75.50	2534.5	0.2677	8.7135
20	2.337	0.0010017	57.84	83.86	2538.2	0.2963	8.6684
22	2.642	0.0010022	51.49	92.23	2541.8	0.3247	8.6241
24	2.982	0.0010026	45.93	100.59	2545.5	0.3530	8.5806
26	3.360	0.0010032	41.03	108.95	2549.1	0.3810	8.5379
28	3.778	0.0010037	36.73	117.31	2552.7	0.4088	8.4959
30	4.241	0.0010043	32.93	125.66	2556.4	0.4365	8.4546
32	4.753	0.0010049	29.57	134.02	2560.0	0.4640	8.4140
34	5.318	0.0010056	26.60	142.38	2563.6	0.4913	8.3740
36	5.940	0.0010063	23.97	150.74	2567.2	0.5184	8.3348
38	6.624	0.0010070	21.63	159.09	2570.8	0.5453	8.2962
40	7.375	0.0010078	19.55	167.45	2574.4	0.5721	8.2583
42	8.198	0.0010086	17.69	175.31	2577.9	0.5987	8.2209
44	9.100	0.0010094	16.04	184.17	2581.5	0.6252	8.1842
46	10.086	0.0010103	14.56	192.53	2585.1	0.6514	8.1481
48	11.162	0.0010112	13.23	200.89	2588.6	0.6776	8.1125
50	12.335	0.0010121	12.05	209.26	2592.2	0.7035	8.0776
52	13.613	0.0010131	10.98	217.62	2595.7	0.7293	8.0432
54	15.002	0.0010140	10.02	225.98	2599.2	0.7550	8.0093
56	16.511	0.0010150	9.159	234.35	2602.7	0.7804	7.9759
58	18.147	0.0010161	8.381	242.72	2606.2	0.8058	7.9431
60	19.920	0.0010171	7.679	251.09	2609.7	0.8310	7.9108
62	21.84	0.0010182	7.044	259.46	2613.2	0.8560	7.8790
64	23.91	0.0010193	6.469	267.84	2616.6	0.8809	7.8477
66	26.15	0.0010205	5.948	276.21	2620.1	0.9057	7.8168
68	28.56	0.0010217	5.476	284.59	2623.5	0.9303	7.7864
70	31.16	0.0010228	5.046	292.97	2626.9	0.9548	7.7565
72	33.96	0.0010241	4.646	301.35	2630.3	0.9792	7.7270
74	36.96	0.0010253	4.300	309.74	2633.7	1.0034	7.6979
76	40.19	0.0010266	3.976	318.13	2637.1	1.0275	7.6693
78	43.65	0.0010279	3.680	326.52	2640.4	1.0514	7.6410
80	47.36	0.0010292	3.409	334.92	2643.8	1.0753	7.6132
82	51.33	0.0010305	3.162	343.31	2647.1	1.0990	7.5850
84	55.57	0.0010319	2.935	351.71	2650.4	1.1225	7.5588
86	60.11	0.0010333	2.727	360.12	2653.6	1.1460	7.5321
88	64.95	0.0010347	2.536	368.53	2656.9	1.1693	7.5058
90	70.11	0.0010361	2.361	376.94	2660.1	1.1925	7.4799
92	75.61	0.0010376	2.200	385.36	2663.4	1.2156	7.4543
94	81.46	0.0010391	2.052	393.78	2666.6	1.2386	7.4291
96	87.69	0.0010406	1.915	402.20	2669.7	1.2615	7.4042
98	94.30	0.0010421	1.789	410.63	2672.9	1.2842	7.3796
100	101.33	0.0010437	1.673	419.06	2676.0	1.3069	7.3554

الضـــغط الجـــوى القياســـى P_t = 101,35 kPa من Table 3.2 عند t_{db} =30C° ضغط بخار الماء عند التشبع Ps = 4.24 / kPa .

وحيث أن الرطوبة النسبية هى RH = 60% فإن ضغط بخار الماء

$$P_v = 4,241 \times \frac{60}{100} = 2.545, \text{kPa.}$$

وبالتعويض فى المعادلة.

$$W = 0.622 \frac{P_v}{P_t - P_v}$$

$$= 0.622 \times \frac{2.545}{101,35 - 2.545} = 0.016 \frac{kgwv}{kgd.a.}$$

انثالبيا الهواء تحدد من المعادلة

$$h = 1.005t + W(2500 + 1.86t)$$

$$= 1.005 \times 30 + 0.016(2500 + 1.86 \times 30)$$

$$= 71.04, \text{kJ/kg.}$$

Problems

3.1 Using the psychometric chart for the condition (a) to (e), list the properties not shown.

	tdb C°	twb	dp, C°	RH%	W kg wv/kgda	v m3/kg	h kJ / kg
a	27	16					
b	24			40			
c		18	10				
d			10	40			
e	21			70			

3.2 Calculate values of humidity ratio, specific volume for saturated air at one standard atmosphere using perfect gas relation for temperature of 20C°db.

3.3 The temperature of a certain room is 22C°, and the relative humidity is 50% the barometric pressure is 100 k Pa. Find (a) the partial pressure of the air and water vapor, (b) the vapor density, and the humidity ratio.

3.4 The condition within a room is 21C°db and 50% RH, and at standard barometric pressure of 101,35 kPa. The inside surface temperature of the window is 4.4C°. will the moisture condenses on the window glass?

4

عمليات السيكرومترى

PYSCHROMETRIC PROCESSES

General — مقدمــــة

الغــرض من معدات تكييف الهواء هو معالجة الهواء الداخل إلى هذه المعدات بغرض تغيير حالته. هــذا التغــير يسمى عملية Process ، فعملية التبريد تحدث بواسطة ملفات التبريد cooling coil وعملــية التســخين تحدث بواسطة ملفات التسخين Heating coil والترطيب فى غرفة الترطيب Humidifier. وهكــذا تمثــيل هــذه العمليات على خريطة السيكرومترى له أهمية خاصة حيث أنه يســاعد فــى اختيار المعدات اللازمة من ناحية ومن ناحية أخرى يساعد على تحليل المسألة العملية. عــادة تمــثل فى شكل خط من الحالة الابتدائية إلى الحالة النهائية. مما هو جدير بالذكر أن القوانين الحاكمــة لعملــيات تكييف الهواء هى قوانين حفظ الطاقة وحفظ الكتلة وهذا ما سوف نتناوله فى هذا الباب.

4.1 Sensible Heating — 4.1 التسخين المحسوس

إذا كــان الهــواء فــى الحالـــة (1) Fig 4-1 كتلـــته ma ودرجة حرارته t_1 يمر خلال مصفوفة مــن الأنابيــب Bundle عــادة مزعــنفة وتعمل كسخان وإذا لم يتم إضافة أو نزع رطوبة من هذا الهــواء فإنه يمكن اعتبار العملية تسخينا محسوسا. فى نهاية هذه العملية ترتفع درجة حرارة الهواء إلـــى t_2 وبالطــبع ستكون أقل من درجة حرارة سطح السخان t_3 أى أن $t_3>t_2>t_1$. (t_3 غير ممثلة على الرسم). كمية الحرارة المضافة للهواء يمكن حسابها من معادلة حفظ الطاقة

$$q_s = m_a (h_2 - h_1) \quad , kW \qquad (4\text{-}1)$$

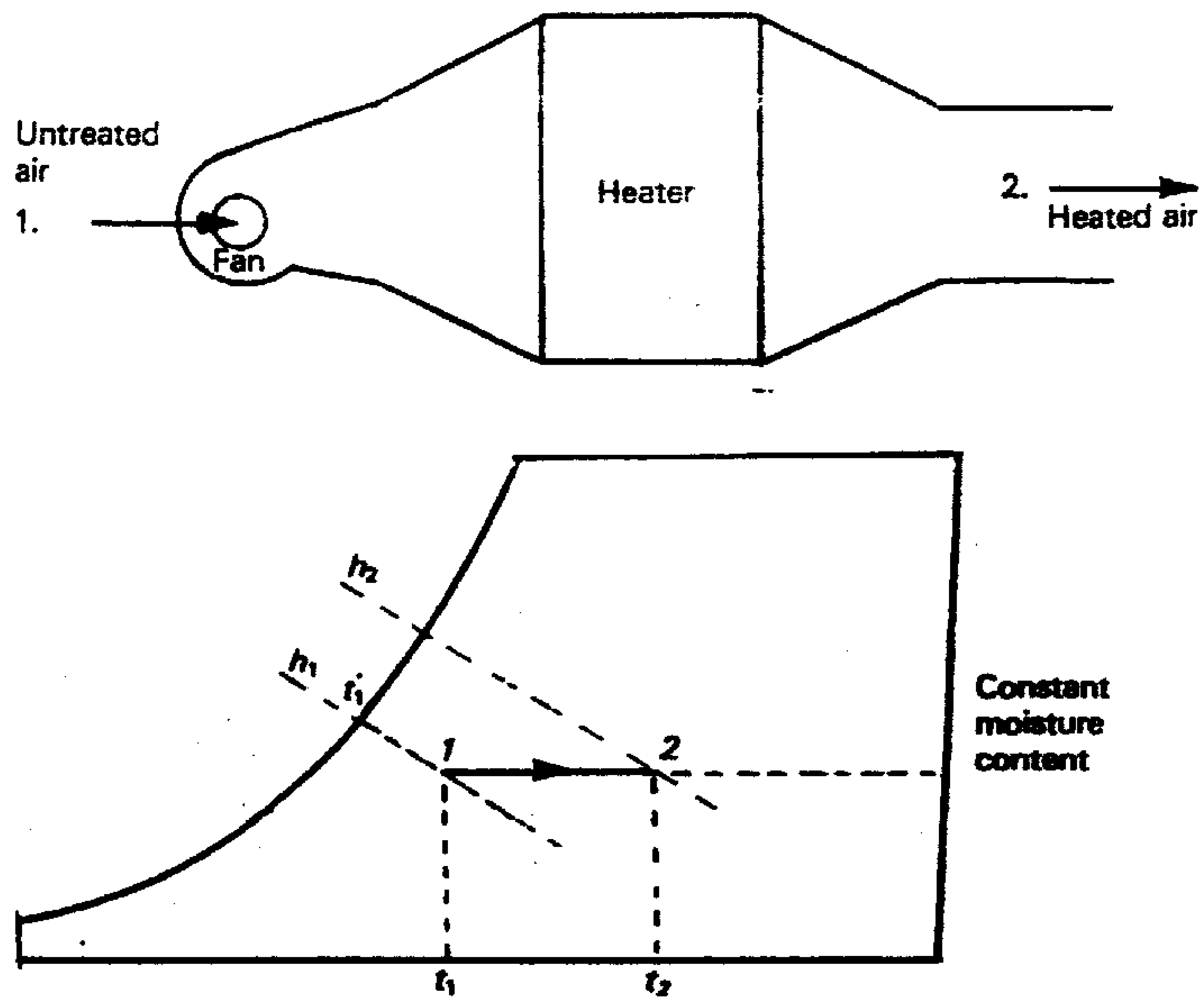


Fig 4-1 Sensible heating of air and the plot on a psychrometric chart

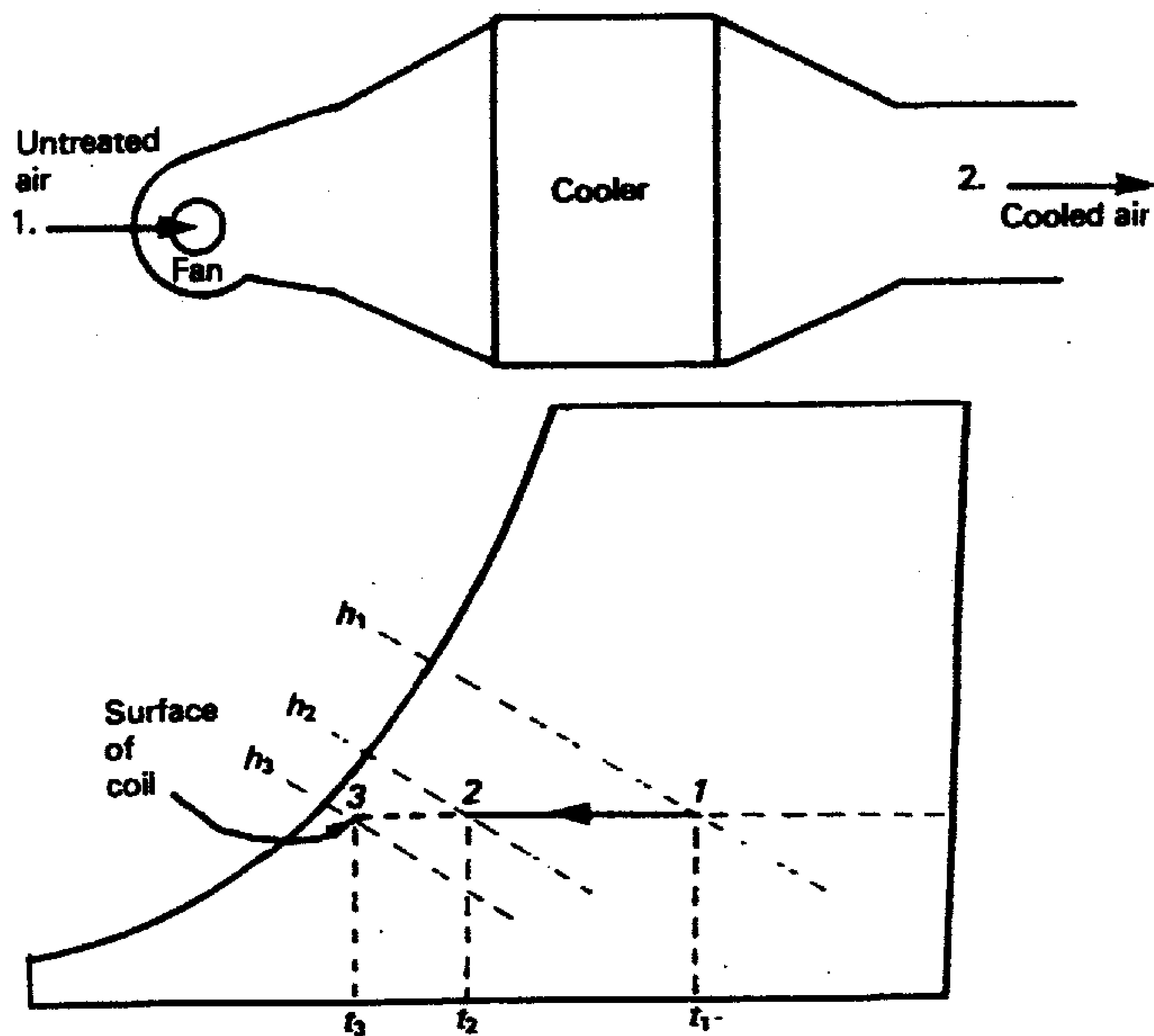


Fig 4.2 Sensible cooling of air and the plot on a psychrometric chart.

كفاءة السخان يعبر عنها بمعامل التلامس CF

$$CF = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \qquad (4.2)$$

تسـخين الهـواء يمكن أن يتم بواسطة إمرارة على سطح يتدفق بداخله ماء ساخن أو بخار ساخن أو علـى سـطح المكـثف لوحدة التبريد (المضخة الحرارية) أو بمروره على مصفوفة من السخانات الكهربائية .

خـلال هـذه العملـية تظل نسبة الرطوبة ثابتة W = const وتنخفض الرطوبة النسبية RH ويزداد الحجم النوعى والانثالبيا النوعية

4.2 التبريد المحسوس *4.2 Sensible Cooling*

عـندما يـبرد الهواء بدون فقد أو اكتساب رطوبة فإن العملية تأخذ شكل الخط المستقيم الأفقى نظرا لأن نسـبة الـرطوبة ثابتة W= const طوال العملية. الهواء فى حالة النقطة (1) عندما يمر خلال ملـف تـبريد مزعـنف (cooler) درجة حرارة t_3 أقل من t_1 وأكبر من نقطة الندى ($t_{dp}<t_3<t_1$) كمـا هـو مبيـن فـى Fig4.2. ونظرا لملامسة الهواء لسطح المبرد فإنه سيفقد جزءا من حرارته وتـنخفض درجـة الحرارة إلى t_2 بحيث ($t_2>t_3$) وحيث أن درجة حرارة سطح المُبرد أعلى من نقطـة الـندى المـناظرة لدرجـة الحرارة t_1 فلن يحدث تكثيف لبخار الماء فى الهواء أو تغيير فى نسبة الرطوبة وتسمى العملية تبريدا محسوسا.

وسـيط التـبريد المسـتخدم هـو إمـا أن يكون ماءا مثلجا Chilled water أو مائع تبريد متبخر Evaporating refrigerant داخل ملفات تبريد.

إذا فرضـنا أن كـتلة الهواء المار على ملفات التبريد هى m_a, kg/s وبتطبيق معادلة حفظ الطاقة نجد أن:

$$m_a h_2 + q_s = m_a h_1 \qquad (4.3)$$

$$q_s = m_a (h_1 - h_2), \; kW \qquad (4.4)$$

كفاءة ملف التبريد يعبر عنها بمعامل التلامس Contact factor (CF)

$$CF = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} \tag{4.5}$$

وهـــى تمـــثل نســـبة كمـــية الحرارة المنزوعة من الهواء إلى كمية الحرارة العظمى التى كان يمكن نـــزعها وذلـــك عندما تتساوى درجة الحرارة النهائية للهواء t_2 مع درجة حرارة السطح المبرد t_3. خـــلال هـــذه العملـــية تظـــل نسبة الرطوبة W = const وتزداد الرطوبة النسبية وينخفض كل من الحجم النوعى v والانثالبيا h.

4.3 التبريد وإزالة الرطوبة *4.2 Cooling and Dehumidification*

هـــذه العملـــية تـــتم بتبادل الحرارة والكتلة . إذا افترضنا أن الهواء الرطب فى الحالة (1) كما هو موضـــح Fig 4.3 يمـــر علـــى سطح بارد درجة حرارته t_3 أقل من نقطة الندى t_d المناظرة لنقطة، فيمكن تتبع الأتى:

يتم تبريد الهواء وإزالة رطوبته خلال العملية 1-2. هذه العملية يمكن تجزئتها ودراستها كالتالى:

__أولا__ : يخضـــع الهـــواء إلـــى تـــبريد محسوس بدايته نقطة (1) ونهايته نقطة الندى المناظرة لنقطة (1) على خط التشبع .

__ثـــانـــيـــا__: يخضـــع الهـــواء بعـــد ذلـــك لعملـــية تكثيـــف بإزالة رطوبته خلال منحنى التشبع Saturation curve وتـــنهى بـــنقطة (3) درجة حرارة السطح والتى تسمى أيضا نقطة ندى الجهاز Apparatus dew point الهـــواء الملامـــس لســـطح الجهاز تماما تكون درجة حرارته (t_3). هذا الهـــواء يخلـــط مع الجزء الأكبر من الهواء عند نقطة (1) الذى درجة حرارته (t_1) ويعبر عن حالة الخلـــيط بالـــنقطة (2) وتكون درجة حرارته هى (t_2) وهى نفس درجة حرارة الهواء المغادر لسطح الملـــف. الخـــط الواصل بين (1)،(2) يسمى خط عملية الملف Coil process line. هذا الخط فى بعـــض الأحـــيان يأخذ شكل المنحنى ويعتمد على تصميم الملف. نظريا نقطة (2) أى نقطة المغادرة يمكـــن أن تنطـــبق على نقطة (3) إذا كانت مساحة سطح الملف لا نهائية وأن كل الهواء المار عليه يكـــون ملامســـا لسطحه بصورة مباشرة وحيث أن هذه الشروط غير قابلة للتحقيق عمليا فإن نقطة المغادرة تكون هى نقطة (2) وعادة ما تكون عند ϕ = (90-95)%

إذا كانت كتلة الهواء المار هو m_a فإن سعة ملف التبريد q_{cc} يمكن تعينه بالمعادلة

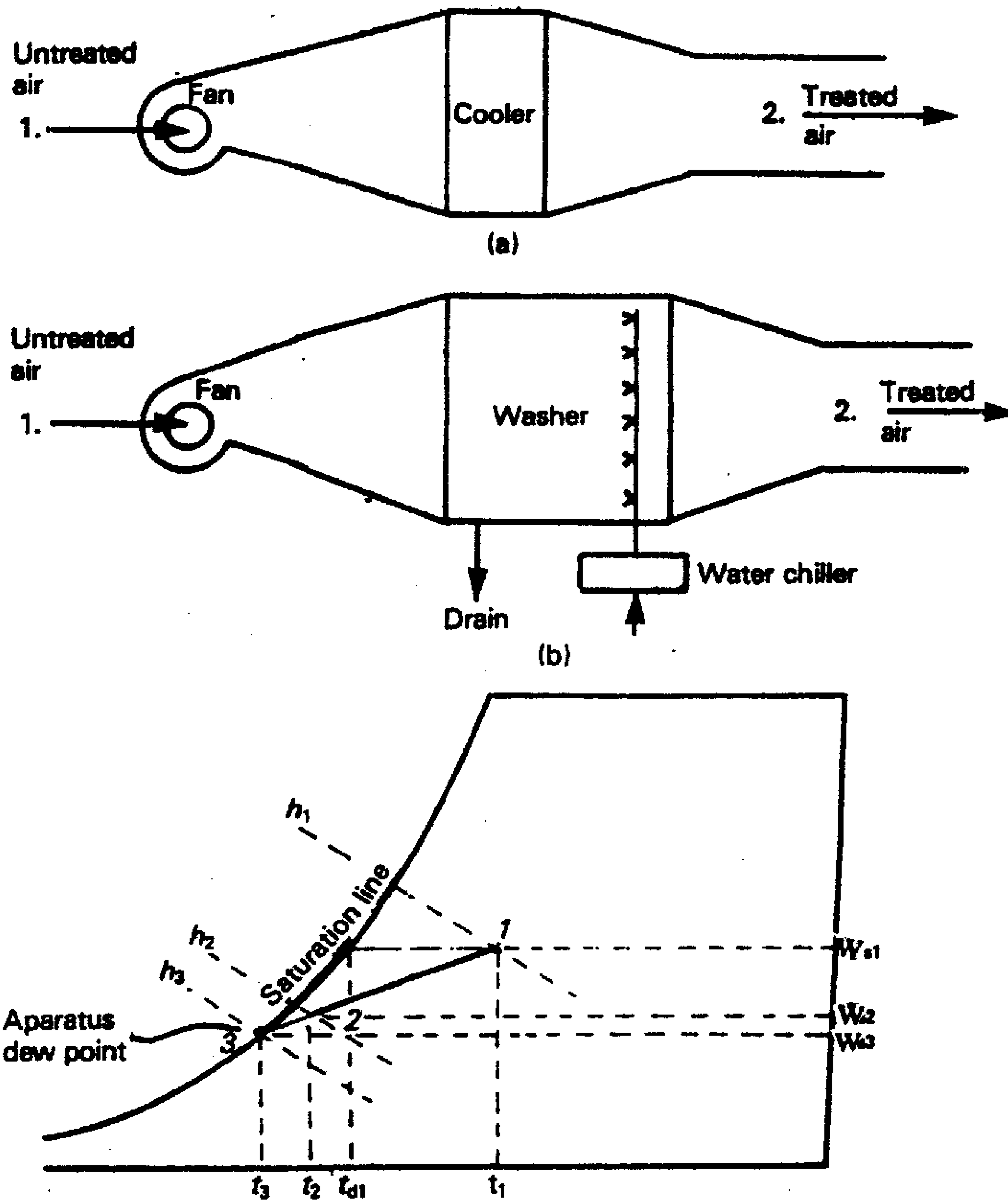


Fig 4.3 Cooling and dehumidification of air and the plot on a psychrometric chart

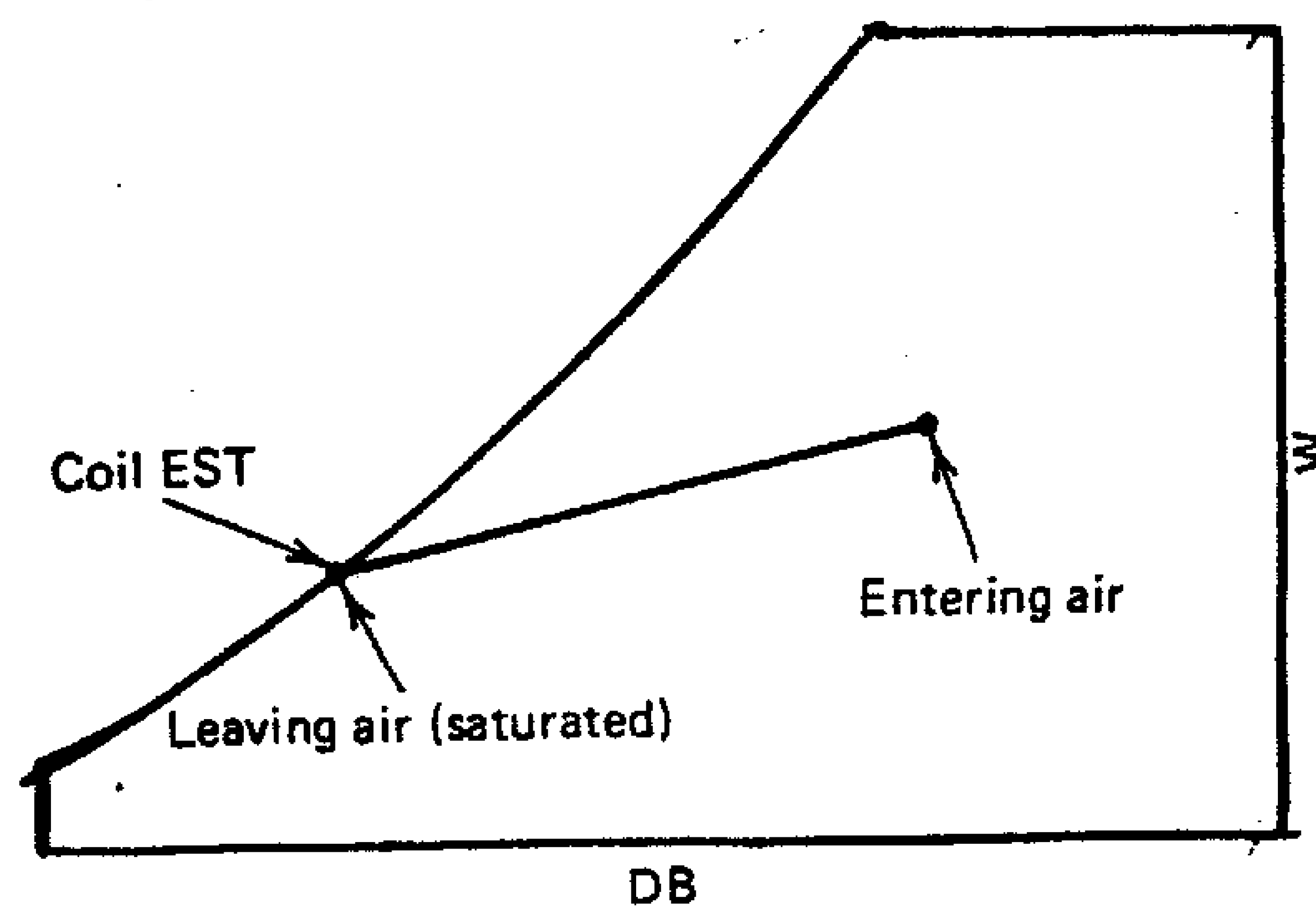


Fig 4.4 Coil process for a cooling coil with CF= 1

$$q_{cc} = m_a\,(h_1 - h_2) \quad , \quad kW \qquad (4.6)$$

كتلة الرطوبة المزالة m_w هى :

$$m_w = m_a\,(W_1 - W_2) \quad , \quad kg/s \qquad (4.7)$$

وسيط التبريد فى هذه العملية قد يكون الماء المثلج المار فى ملف التبريد بدرجة حرارة أقل من (t_3) أو أن يكون مائع تبريد يغلى درجة حرارته أقل من (t_3) ويمثل ملف التبريد فى هذه الحالة مبخر محطة التبريد.

4.4 معامل التلامس الأمرار الجانبى

4.4 Contact Factor By pass Factor

كما أشرنا عاليا فإن الهواء عندما يمر على السطح الخارجى للملف فإن جزءا من هذا الهواء يلامس السطح الخارجى للملف ويعبر عن ذلك بمعامل التلامس Contact Factor ويمكن حسابه بالمعادلة

$$CF = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} = \frac{W_1 - W_2}{W_1 - W_3} \qquad (4.8)$$

الجزء الآخر من الهوا الذى لا يلامس السطح الخارجى للملف أو بالتالى لا يكتسب أو يفقد حرارة يقال أنه يمر إمرارا جانبيا لسطح الملف ويعبر عنه بمعامل الأمرار الجانبى By-pass factor أو اختصارا BF وطبقا للتعاريف السابقة فإن $CF + BF = 1$

4.5 درجة حرارة السطح الفعالة

4.5 Effective Surface Temperature

درجة حرارة السطح الخارجى للملف ليست متساوية على جميع الأجزاء ولكنها تتغير من مكان لآخر طبقا لعدد من العوامل أهمها عامل التصميم مثل عدد الزعانف وشكل الملف نفسه وسرعة دخول الهواء على الملف وغيرها. ولذلك تم اختيار تعبير درجة حرارة السطح الفعالة Effective Surface Temperature اختصار (EST) لتكون درجة حرارة سطح الملف المتوسطة وهى تعنى درجة حرارة السطح الذى لو لامسها الهوا سوف تبرد. هذه الدرجة تسمى

أيضـــا نقطــة نـــدى الجهاز Apparatus dew point وهي التي تم الإشارة إليها عاليا Fig 4.3 وعلـــى ذلــك فإن كان كل الهواء يقع فى حالة تلامس مع السطح وهذا لا يتأتى إلا إذا كانت مساحة السطح لا نهائية

وعلـــى هـــذا فـــإن درجـــة حرارة الهواء المغادر سوف يكون مساوية لدرجة حرارة السطح الفعالة وعـــندها يكـــون معـــامل الـــتلامس CF= 1 Fig 4.4 وهذا لا يمكن حدوثه حيث أن بعض الهواء ســـوف يمـــر أمـــرارا جانبيا للسطح وعلى هذا فإستحالة تشبع الهواء وتكون نقطة المغادرة كما هى مبيـــنة فـــى Fig 4.4 ويكـــون معامل التلامس مقدرا بالقيمة CF = b/a كما هو مبين فى Fig 4.5 ومعامل الإمرار الجانبى BF=1-CF.

4.6 التبريد التبخيرى أو الترطيب الأدياباتى

4.6 Evaporative Cooling or Adiabatic Humidification

هـــى العملـــية الـــتى بموجـــبها تســـحب كمية من الحرارة المحسوسة من الهواء وتضاف إليه كمية مســـاوية مـــن الحرارة الكامنة أى أن المحصلة النهائية أن العملية تتم بدون سحب أو إضافة حرارة خارجـــية لذلـــك فهى تسمى أدياباتية. لإتمام هذه العملية يستخدم ملف رشاش Spray coil أو غاسل للهـــواء Air washer لـــيـــرش الهواء بالماء كمـــا هو مبين فى Fig 4-6 الهـــواء فى الحالة (1) يدفـــع خـــلال رشـــاش مـــن المـــاء الـــبارد الـــذى درجة حرارته $t = t_3$ درجة التشبع الأدياباتى Adiabatic saturation temperature نتـــيجة لذلـــك يتبخر بعض الماء بتأثير الحرارة المنزوعة مـــن الهواء. هذا البخار يحمله تيار الهواء ولذا تنخفض درجة حرارة الهواء إلى t_2 وتزداد رطوبته مـــن W_1 إلـــى W_2 آلية العملية يمكن تفسيرها بأن بعض الهواء يتعرض للتلامس مع قطرات الماء المتناهـــية فى الصغر فيحدث تبادل حرارة وكتلة بينهما فتنخفض درجة حرارة الهواء بشدة وتصبح تقريـــبا مساوية لـــ t_3 أما الجزء الآخر من الهواء الذى لا يتلامس مع الماء فيخلط مع الجزء الأول ويعـــبر عـــن محصـــلة حالة الخليط بالنقطة (2). نظرا لأن العملية إدياباتية فإن الحرارة المحسوسة تساوى الحرارة الكامنة أى أن.

$$Cp\ (t_1 - t_2) = h_{fg}\ (W_2 - W_1) \qquad (4.9)$$

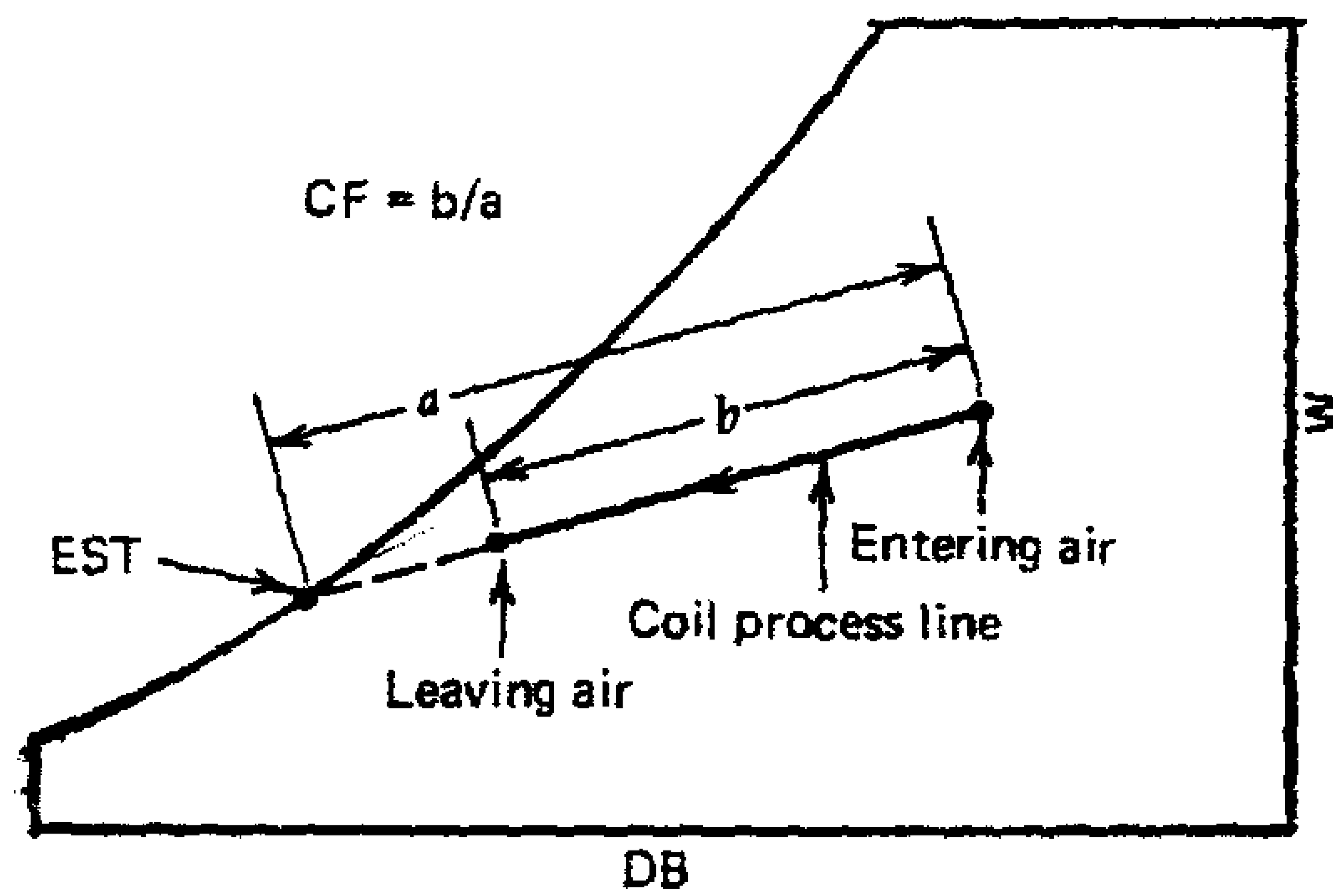


Fig 4.5 determining CF for a cooling Coil

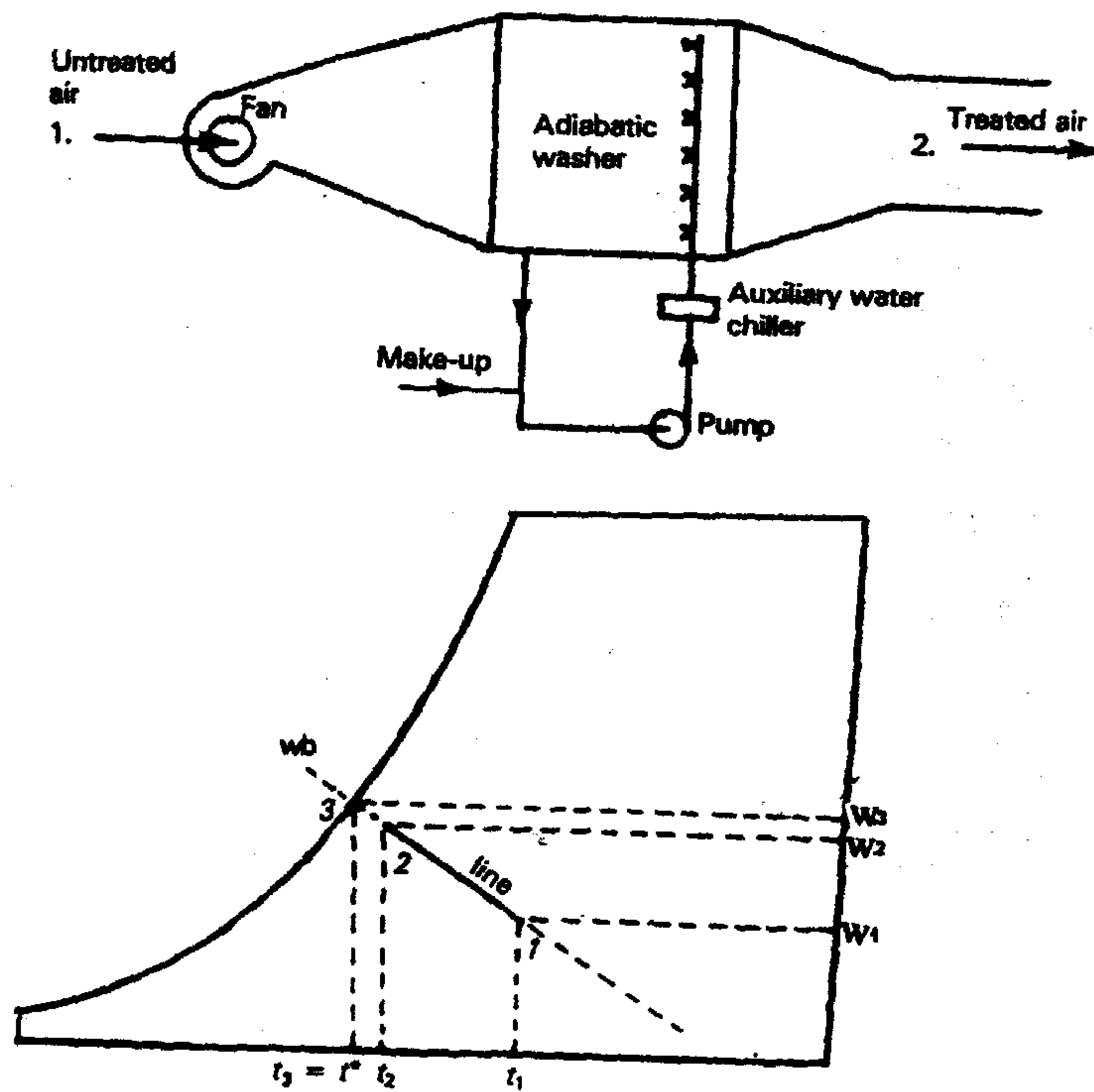


Fig 4.6 Cooling and humidification of air and the plot on a psychrometric chart

لذلــك تمــثل هــذه العملــية علــى خريطة السيكرومترى بخط ثبات درجة الحرارة الرطبة (wb).
لضــمان اســتمرار العملــية لابــد من تعويض الماء المتبخر والمحمول مع الهواء بكمية من الماء ويمكن تعين من المعادلة.

$$m_w = m_a\,(W_2 - W_1) \qquad , kg/s \qquad (4\text{-}10)$$

كفاءة المرطب η تعيين بالمعادلة

$$\eta = \frac{W_2 - W_1}{W_3 - W_1} = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \qquad (4\text{-}11)$$

يســتخدم التبريد التبخيرى بصورة اساسية فى الأغراض الصناعية والتى تتطلب نسبة رطوبة عالية مــثل صــناعات النســيج والــورق – كذلــك يستخــدم فيما يسمى بالمكيف أو الميرد الصحراوى Desert cooler المــبرد الصــحراوى يــتكون مــن مــروحة بمحرك تقوم بدفع الهواء ليمر على مســاحة فى نسيج مسامى كاللباد مبلل الماء. جزء من الماء المرشوش يتبخر ويأخذ حرارتة الكامنة من الهواء المحيط فتنخفض درجة حرارة الأخير.
وجديــر الذكــر بأنــه إذا كانت درجة حرارة الهواء الرطبة والجافة الداخل للجهاز هى 25C°wb، 27C°db فإن أقل : درجة حرارة جافة يمكن أن يصل إليها الجهاز هى 25C°.
إذا كانت كفاءته 100% ولا يمكن أن تنزل عن هذه الدرجة لذلك لا يستخدم على نطاق واسع.

4.7 التسخين والترطيب (الحقن بالبخار)

4.7 Heating and Humidification (Steam Injection)

تســتخدم هــذه العملية لتوفير ظروف الراحة فى شهور الشتاء. وتتمثل فى إضافة حرارة محسوسة وحــرارة كامــنة ويســتخدم لذلك البخار المشبع عند درجة حرارة عالية. الهواء فى الحالة (1) كما هــو مبيــن فى Fig 4.7 يمر على رشاش من الماء الساخن أو البخار المشبع الساخن فى حالة (3) بحيث $t_3 > t_1$.
فــى هــذه الحالــة الهــواء سوف يستقبل حرارة محسوسة من قطرات الماء أو البخار نتيجة لفرق درجــات الحــرارة $(t_3 - t_1 > 0)$ هــذا يؤدى إلى ارتفاع درجة حرارة الهواء ونظرا لان ضغط البخار الساخن أكبر من ضغط البخار الرطب فسيحدث انتقال للمادة وبذلك يتم ترطيب الهواء.

المـــاء الســـاخن أو الـــبخار يتم حقنه بحيث تقع حالته عند منحنى التشبع أى عند نقطة (3) وبالتالى فـــإن الهـــواء الرطب الذى تكون جزيئاته فى حالة تلامس مباشر مع جزيئات البخار الساخن سوف تكـــون درجـــة حرارتها مساوية t_3. عندما تختلط هذه الجزيئات مع الجزء الباقى الذى لا يكون فى حالـــة تلامـــس مباشـــر تصبح حالة الخليط النهائية فى نقطة (2) وهى نقطة المغادرة Departure وهـــى تقـــع بيـــن نقطة (1) ونقطة (3). كلما كانت كفاءة التلامس جيدة كلما اقتربت نقطة (2) من نقطة (3).

كمية الحرارة المضافة للهواء هى :

$$q_h = ma\,(h_2 - h_1) \quad , \quad kW \qquad (4.12)$$

كمية الرطوبة المضافة :

$$m_w = m_a\,(W_2 - W_1) \quad , \quad kg/s$$

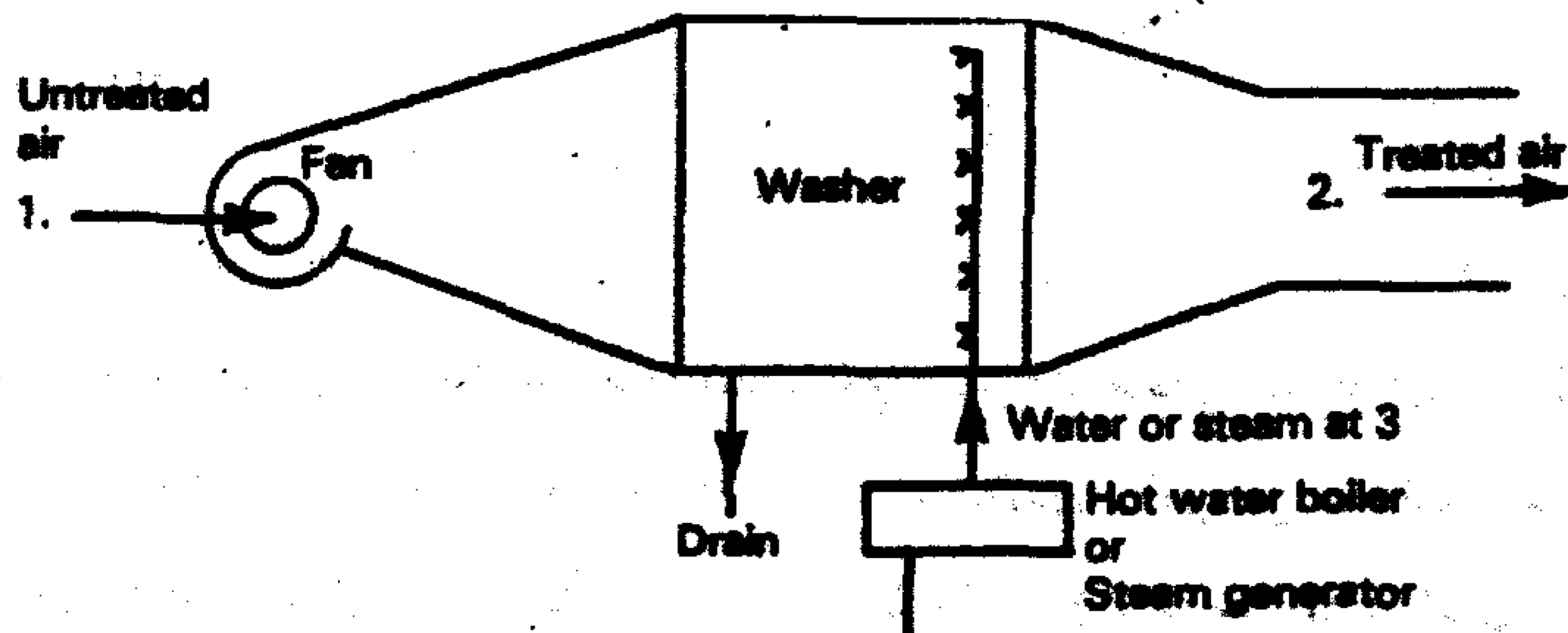
كفاءة العملية يعبر عنه مدى قرب نقطة (2) من نقطة (3) بالرمز η

$$\eta = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} = \frac{W_2 - W_1}{W_3 - W_1} = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \qquad (4.14)$$

مـــن دراسة خريطة السيكرومترى Fig 4.7 عندما تكون $t_1 = t_3$ فإن العملية تكون عملية ترطيب فقـــط وتكون الحرارة المضافة هى حرارة كامنة فقط. هذه العملية يصعب تحقيقها فى الحياة العملية نظرا لصعوبة التحكم فى درجة الحرارة t_3 .

4.8 خفض الرطوبة بالامتزاز 4.8 Desiccant Dehumidification

خفـــض الـــرطوبة فـــى الأغـــراض الصـــناعية يتم أساسا بواسطة إمرار الهواء الرطب على وسط الأمـــتزاز الـــذى هو عبارة عن محلول أو مادة صلبة لها خاصية امتصاص الرطوبة Desiccant. ممـــا هـــو جدير بالذكر الضغط الجزئى للأبخرة فى وسط الأمتزاز يكون أقل من مثيلة لبخار الماء فـــى الهـــواء الرطـــب. نتـــيجة فـــرق الضغط هذا ينتقل بخار الماء الموجود فى الهواء إلى وسط الامتزاز .



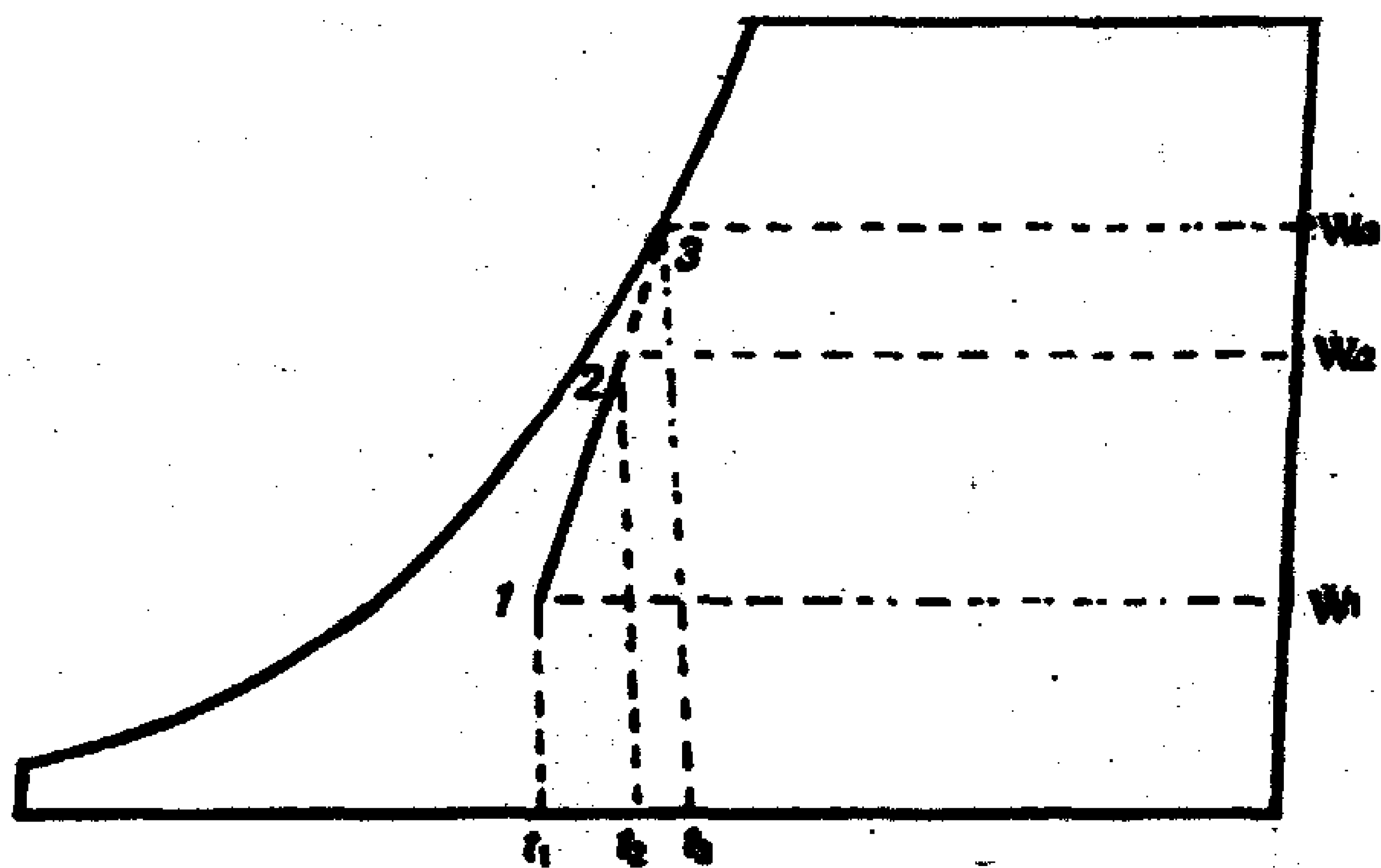


Fig 4.7 Heating and humidification of air and the plot on psyschrometric chart

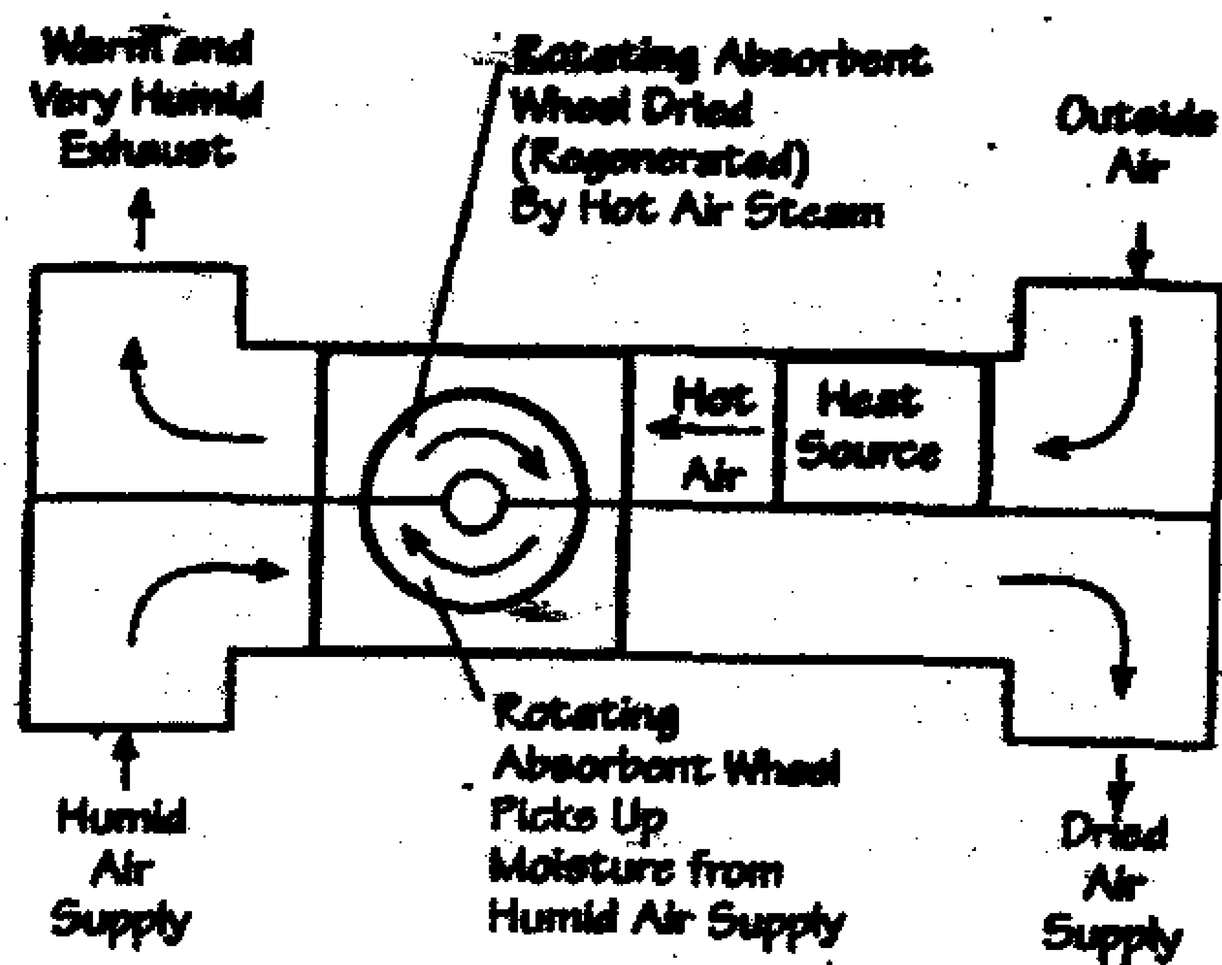


Fig 4.8 Desiccant dehumidification

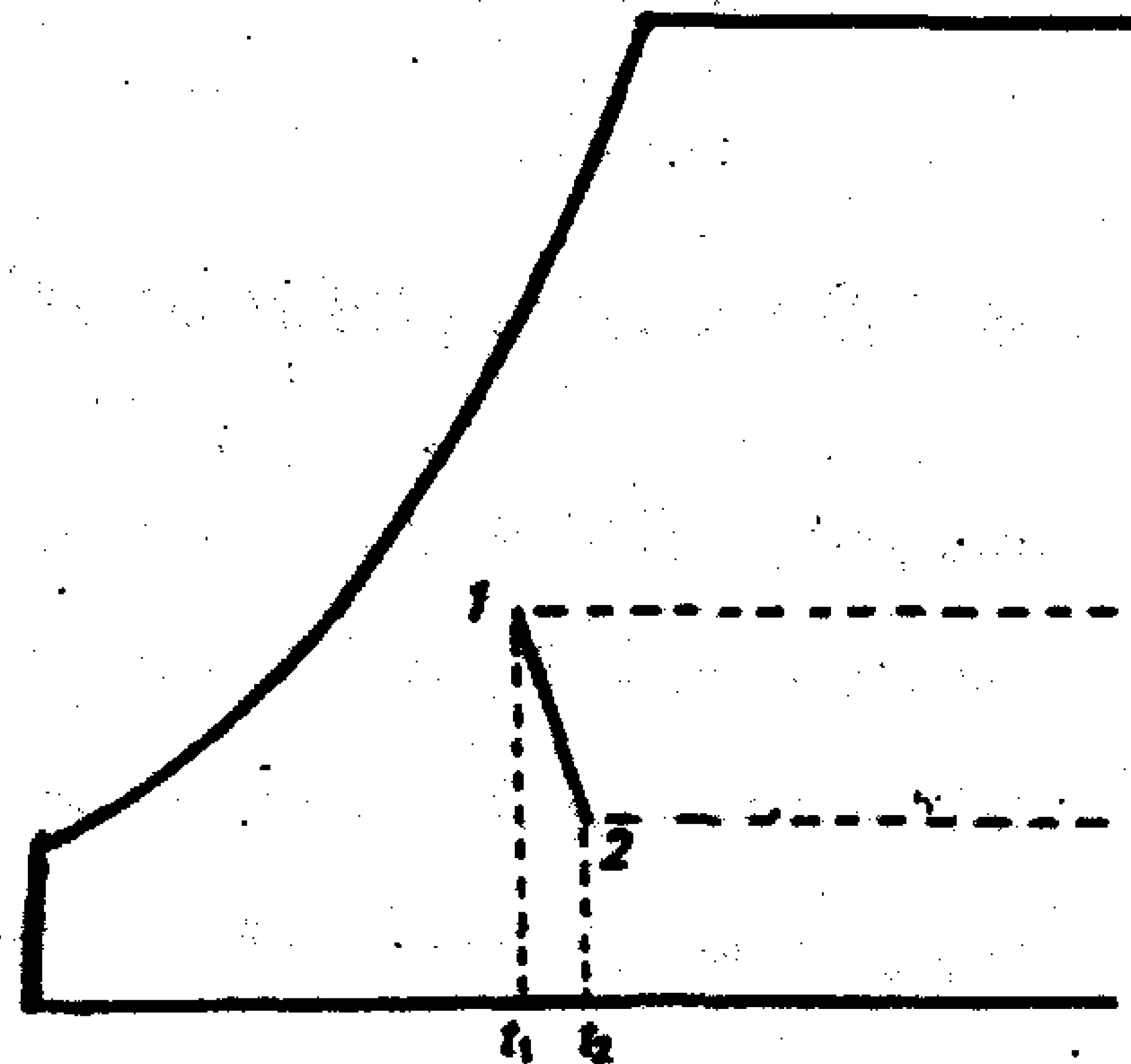


Fig 4.9 Psyschrometric Desiccant dehu

ويستخدم لذلك الجهاز الموضح في Fig 4.8 وهو عبارة عن عجلة دوارة Rotating wheel تدور بين مسلكين للهواء . من اليسار يدخل في المسلك هواء رطب مطلوب نزع رطوبتة فيمر على العجلة التي بداخلها وسيط الامتزاز Desiccant فتنزع منه الرطوبة ويخرج من الاتجاه الآخر جافا. وفي المقابل فإن الهواء الخارجي في اليمين يمر على سخانا فيصبح ساخنا ويمر على نفس العجلة (التي تكون قد أكتسبت قدرا كبيرا من الرطوبة) فيكتسب منها الرطوبة ويخرج هواء ساخنا ورطبا في نفس الوقت .

في هذا الجهاز يستخدم احدى وسائط الامتزاز الآتية:

1- محاليل كلوريد أو بروميد الليثيوم أو الجليكول كماص سائل حيث الضغط الجزئي لها أقل من ضغط بخار الماء في الهواء الرطب ولذلك نتيجة هذا الفرق في الضغط ينتقل بخار الماء إلى هذه المحاليل.

2- مواد صلبة مثل سيليكا جيل أو الفحم النباتي النشط Activated carbon وبتأثير الخاصية الشعرية Capillary effect فإن بخار الماء الموجود في الهواء الرطب والملامس لسطح المواد الصلبة ينتقل إلى داخلها فتنخفض الرطوبة في الهواء.

في الظروف المثالية فإن الحرارة الكامنة التي يفقدها الهواء المار على سطح الامتزاز يكتسبها في شكل حرارة محسوسة نتيجة حرارة الامتصاص المنبعثة. ولذلك يمكن اعتبار هذه العملية أدياباتية تجرى بثبات درجة الحرارة الرطبة كما هو مبين في Fig 4.9.

تستخدم هذه الطريقة في الحالات الآتية :

1- عندما لا يكون هناك ضرورة لإضافة كمية كبيرة من الحرارة المحسوسة.

2- عند استخدام معدات التبريد العميق وعدم الرغبة في تكوين صقيع على سطح المبرد.

3- عندما يتطلب المكان توفير رطوبة منخفضة. بهذه الطريقة يمكن تثبيت نسبة الرطوبة بنسبة خطأ لا تتعدى 1% ± ولذلك فهي تستخدم بكثرة في الصناعات الآتية:

الغذائية الورقية ، الصناعات الألكترونية والزجاج والبلاستيك وصناعة البويات والزيوت.

وللحصول على أداء جيد يجب وضع فلتر لتنقية الهواء عند مروره على سطح الأمتزاز.

4.9 خلط تيارين من الهواء الرطب أدياباتيا

4.9 Adiabatic Mixing of Two Streams of Moist Air.

فـــي معظـــم أجهـــزة التكـــيف المركـــزى عـــادة يستخدم جزءا من هواء الغرف ويخلط مع الهواء الخارجى وذلك بغرض خفض استهلاك الطاقة وتوفير تكلفة التشغيل.

فإذا خلط تياران من الهواء Fig 4.10

الأول : كتلته m_1 فى حالة (1) وخواص الحالة له هى t_1 , W_1 , h_1 .

الثانى : كتلته m_2 فى حالة (2) وخواص الحالة له هى t_2 , W_2 , h_2 .

فإن نتيجة الخلط هو تكون تيار ثالث فى حالة (3) كتلة m_3 وخواص الحالة (3) هى t_2 , W_3, h_3

إذا كانـــت عملـــية الخلـــط تتم بدون إضافة أو نزع حرارة أى أدياباتيا فتكون المعادلات الحاكمة لهذه العملية هى :

1- معادلة حفظ كتلة للهواء الجاف

$$m_1 + m_2 = m_3 \tag{4.15}$$

2- عادلة حفظ الكتلة لبخار الماء :

$$m_1W_1 + m_2W_2 = m_3 . W_3 \tag{4.16}$$

3- معادلة حفظ الطاقة

$$m_1h_1 + m_2h_2 = m_3 . h_3 \tag{4.17}$$

عملـــية الخلـــط تـــتم علـــى الخط المستقيم 2-1 وتقع نقطة الخلط على هذا الخط وتقسمه من الداخل تقســـيما عكســـيا بنسب الكتلة ولتحديد نقطة الخلط (3) نحل المعادلات (4-15) ,(4-16) , (4-17) فتحصل على .

$$h_3 = \frac{\frac{m_1}{m_2} h_1 + h_2}{1 + \frac{m_1}{m_2}} \tag{4.18}$$

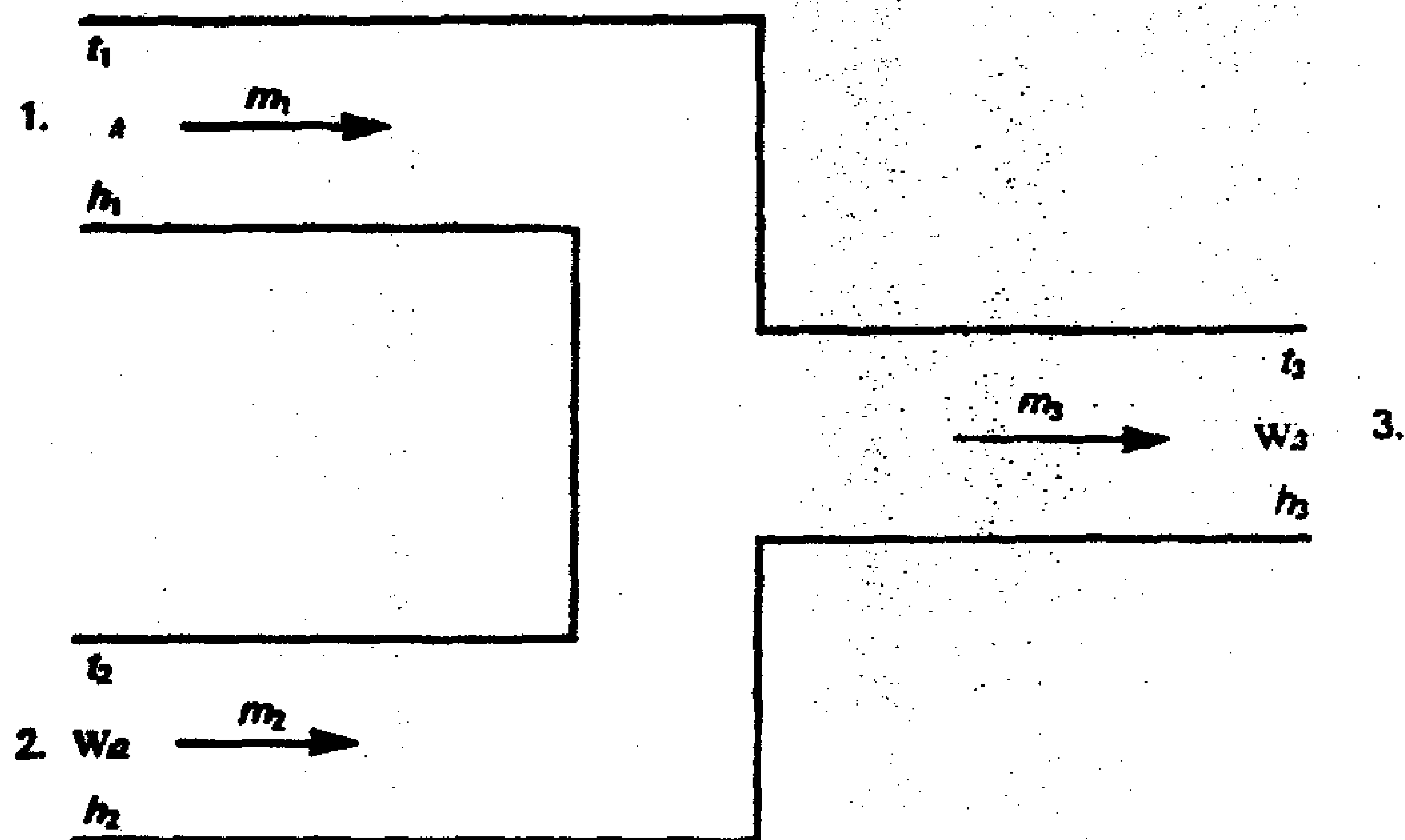
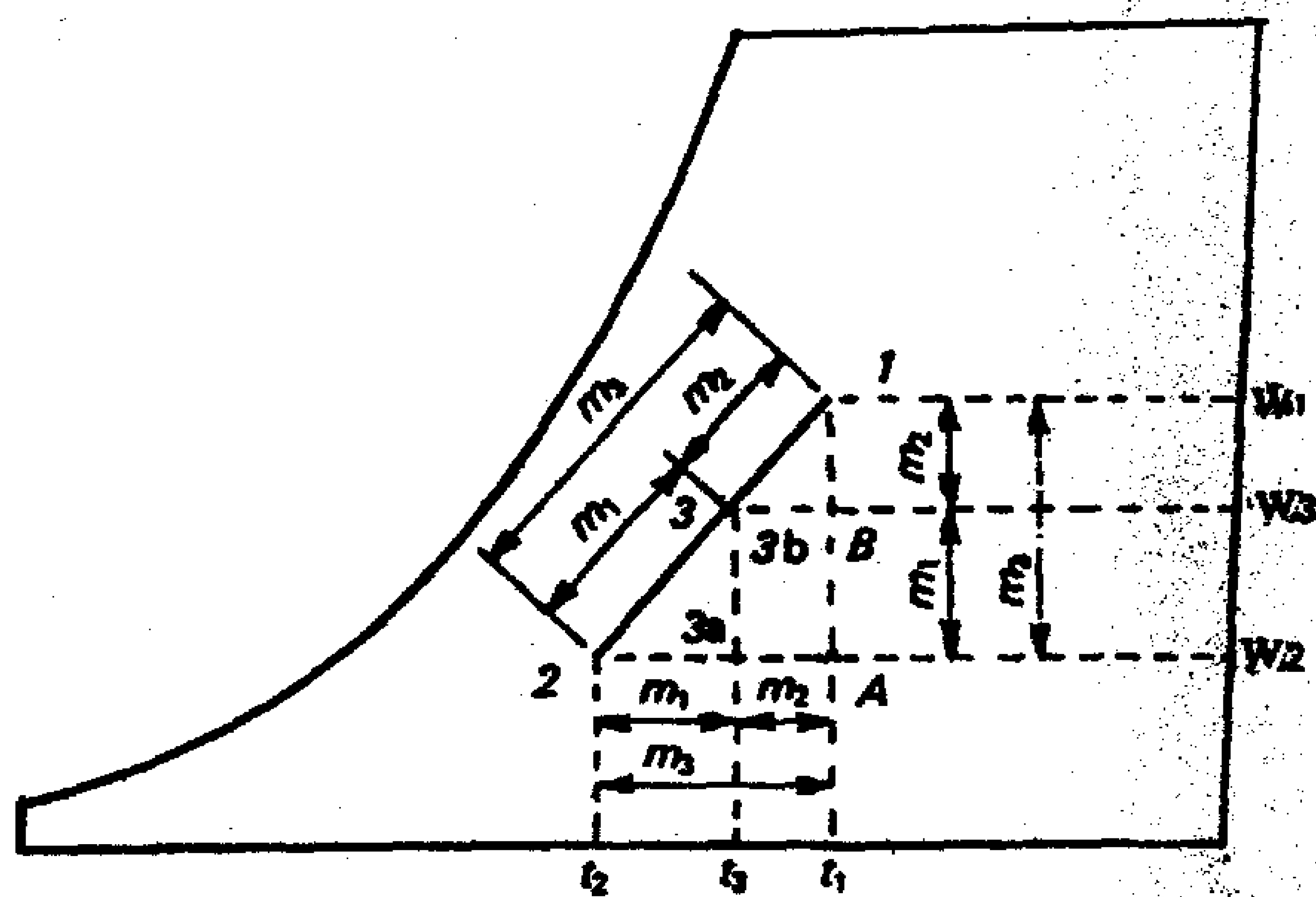


Fig 4.10 Mixing process of two streams of air



4.11 Mixing process plotted on the psychrometic chart

$$W_3 = \frac{\frac{m_1}{m_2}W_1 + W_2}{1 + \frac{m_1}{m_2}} \qquad (4.19)$$

يــتم توقـــيع h_3 , W_3 علـــى خريطة السيكرومترى نحصل على نقطة (3) ومنها نحصل على بقية الخواص كما هو مبين فى Fig 4.11.

4.9 معامل الحرارة المحسوسة *4.9 Sensible Heat Factor SHF*

عملـــيات تكيـــيف الهواء عموما تكون مشمولة بانتقال حرارة محسوسة Sensible heat q_s كنتيجة لفـــرق درجـــات الحرارة وكذلك انتقال حرارة كامنة q_l Latent heat وذلك نتيجة فرق الضغط أو نسبة الرطوبة إذا الخط تصورنا عملية ما 1-2 المبينة فى Fig 4.12 يمكن دراستها كالآتى:

العملـــية (1-a) يمكـــن اعتـــبارها عملـــية تغيير فى الحرارة الكامنة (q_l) latent heat وهى على الرســـم تمـــثل عملـــية إزالة رطوبة فى درجة حرارة جافة ثابتة أما العملية (a-2) فهى تمثل عملية تغيير فى الحرارة المحسوسة (q_s) Sensible heat .

أمـــا التغيـــير مـــن (1) إلـــى (2) يمـــثل خط العملية Process line. ويعبر عن مقدار التغير فى الحـــرارة المحسوسة q_s الى مقدار التغير فى الحرارة الكلية ($q_{(s)}+q_{(l)}$) بمعامل الحرارة المحسوسة Sensible Heat Factor (SHF) ويمكن حسابه فى المعادلة الأتية:

$$SHF = \frac{q_s}{q_s + q_l} \qquad (4\text{-}20)$$

إذا كانـــت العملـــية لا تحـــتوى علـــى تغيير فى حرارة كامنة أى أن ($q_l = 0$) فإن معامل الحرارة المحسوسة SHF = 1 ويكون خط العملية أفقيا.

إذا كانـــت العملـــية لا تحتوى على حرارة محسوسة أى أن $q_s = 0$ فإن معامل الحرارة المحسوسة SHF = 0 ويكـــون خـــط العملية رأسيا على المحور الأيمن لخريطة السيكرومترى تدريج لمعامل الحرارة المحسوسة SHF وفى بعض الخرائط توجد نصف دائرة مقطوعة رأسيا أو افقيا.

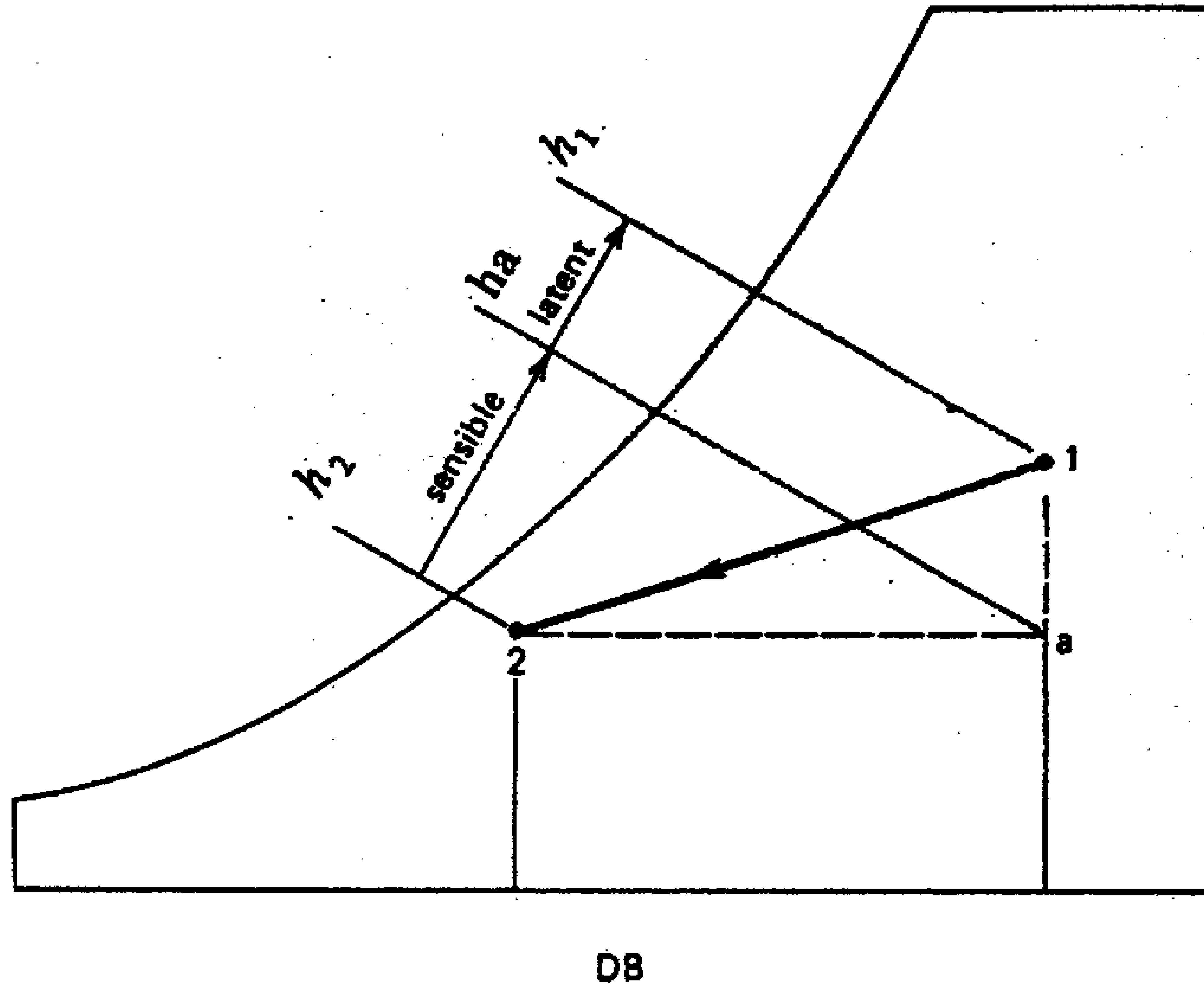


Figure 4.12 Sensible and latent heats

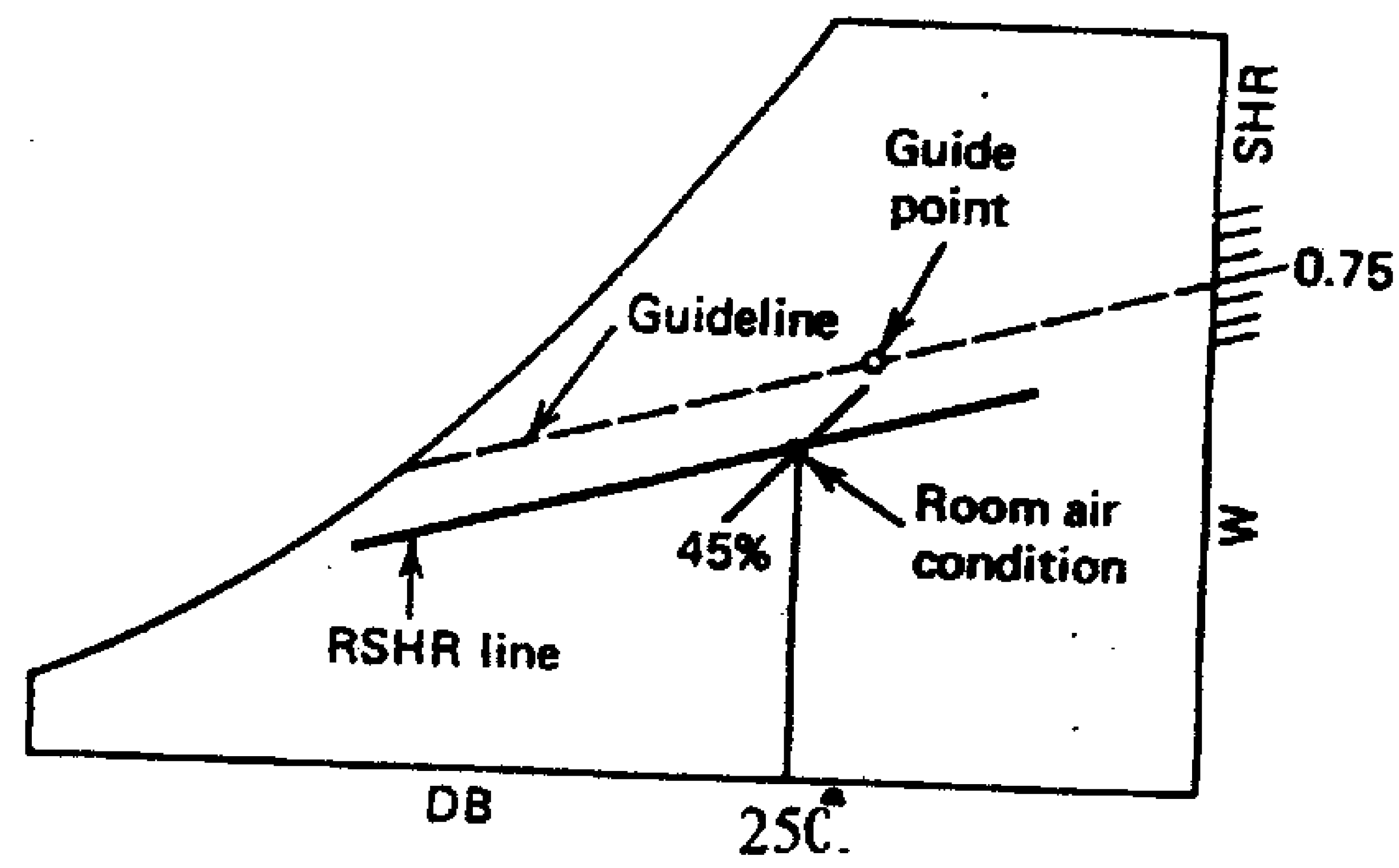


Fig 4.13 *Plotting the RSHF line for example 4.5*

علـــى المحـــور الأفقـــى بهذه الدائرة SHF=1 كما توجد على خريطة السيكرومترى عند احداثيات: t_{db} = 24C° ، ϕ = 50% نقطـــة تسمى النقطة القياسية Reference point. هذه النقطة تستخدم كـــنقطة مســـاعدة Guide point لرسم معامل الحرارة المحسوسة للحجرة RSHF وهذا ما سوف نوضحه فى مثال قادم .

Example 4.1.

3.2kg/s of air at 15C°db is heated to a temperature of 32C° by a hot water heater battery whose surfaces are at 40C°. Estimate the rate of heat energy added and calculate the contact factor of the coil. If the heater battery is replaced by another having more tubes and fins such that its CF is 0.85, estimate the leaving or air-off temperature of this air, assuming that the heater surface are at the same temperature as before.

كمية الحرارة المضافة

$$q_{HC} = m_a . Cp\, (t_2 - t_1)$$

$$= 32 \times 1.005\, (32 - 15) = 54.67 \quad kW$$

معامل التلامس CF

$$CF = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} = \frac{32 - 15}{40 - 15} = 0.68$$

$$CF = \frac{t_2 - 15}{40 - 15} = 0.85$$

$$0.85 = \frac{t_2 - 15}{40 - 15} \qquad \& \qquad t_2 = 36.3C°$$

Example 4.2

A cooling and dehumidification battery caters for an air flow rate of 2.8 kg/s with an entering conditions of 27C°db, 20 C°wb. If the cooling coil has an apparatus dew point of 8C° and a contact factor of 0.82 determine :

a) The air – off conditions from the coil;

b) The required refrigeration capacity to serve this coil

بالإشارة إلى Fig 4.3 وباستخدام خريطة السيكرومترى

$$CF = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3}$$

وحيث أن $t_1 = 27C°$ ، & $t_3 = 8C°$ ، & $CF = 0.82$

$$0.82 = \frac{27 - t_2}{27 - 8} \qquad \therefore t_2 = 11.4\ C°$$

فتكون درجة حرارة مغادرة الهواء لملف التبريد هى $t_2 = 11.4C°$

من خريطة السيكرومترى

$t_2 = 10.4\ C°$ **wb**

من نفس الخريطة $h_1 = 57.5$, $h_2 = 30.5$ kJ /kg

وبتطبيق المعادلة (4.7)

$$q_{cc} = m_a (h_1 - h_2)$$

$$= 2.8\ (57.5 - 305) = 75.6, \text{kW}.$$

Example 4.3

2.6kg of air at 20C°db, 50% RH, is passed through a washer. Using water at 30C°. If the washer efficiency is 70%, estimate the conditions of the air leaving the unit.

بالرجوع إلى: Fig 4.5 وباستخدام بيانات خريطة السيكرومترى نجد أن عند نقطة (1)

$t_1 = 20C°db$, RH = 50% & $W_1 = 0.0074$ kg wv/kg d.a.

عند نقطة (3)

$t_3 = 30C°db$, RH = 100% & $W_3 = 0.0273$ kg wv/kg da.

لتحديد نقطة المغادرة نستعين بمعادلة كفاءة المرطب.

$$\eta = 0.7 = \frac{W_2 - W_1}{W_3 - W_1} = \frac{W_2 - 0.0074}{0.0273 - 0.0074}$$

$$\therefore W_2 = 0.023B \quad kg\ wv/kg\ da.$$

وايضا :

$$\eta = 0.7 = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} = \frac{t_2 - 20}{30 - 20}$$

$$\therefore t_2 = 27\ C°db$$

حالة الهواء عند المغادرة عند نقطة (2) هي :

$t_2 = 27C°db$ & $W_2 = 0.0213$ kg wv/kg d.a.

Example 4.4

70kg of moist air at 35C°db, 24C°wb is mixed with 115kg of moist air at 37C°db, 20C°wb. Find the moisture content, enthalpy and the wet bulb temperature of the mixture

بالرجوع إلى: Fig 4.11 واستخدام بيانات السيكرومترى

خواص التيار الأول

$h_1 = 75.8$kJ/kg & $W_1 = 0.0158$ kg wv/ kg da

خواص التيار الثاني

$h_2 = 57$kJ /kg & $W_2 = 0.0117$kg wv / kg da.

قانون حفظ الكتلة للهواء الجاف

$m_1 + m_2 = m_3$

70 + 115 = 185 , kg

قانون حفظ الكتلة لبخار الماء

$m_1 W_1 + m_2 W_2 = m_3 W_3$

$70 \times 0.0158 + 115 \times 0.0117 = 158 \times W_3$

$W_3 = 0.0133$ kg wv / kg da.

قانون حفظ الطاقة

$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3$

$70 \times 75{,}8 + 115 \times 57 = 185 \times h_3$

$h_3 = 64.1$ kJ / kg

من خريطة السيكرومترى

$t_{db} = 30C°$ & $t_{wb} = 22{,}1C°$

Example 4.5

A kids- toys shop has a sensible heat gain of 13,2kW and latent heat gain of 4.4, kW. The shop is maintained at 25C°db & 45% H. Draw the RSHF line.

الحل مبين على Fig 4.13

معامل الحرارة المحسوسة للغرفة

$$RSHF = \frac{q_s}{q_s + q_l} = \frac{13.2}{13.2 + 4.4} = 0.75$$

تحدد حالة الغرفة بـ $t_R = 25C°$, RH = 45%

تحدد قيمة معامل الحرارة المحسوسة على تدريج هذا المعامل لـ 0,75 يستعان بـ Reference line أو guide point التى احداثياتها هى t = 24.5C° & RH = 50%

نصل الخط بين SHF = 0.75 ونقطة المساعدة Guide point بالخط المتقطع نحصل على الخط المساعد Guide line من نقطة حالة الغرفة نرسم خطا موازيا للخط المساعد فيكون هو خط الغرفة RSHF line.

أهمية هذا الخط تتمثل فى أن حالة تغذية الهواء للغرفة الموافقة لظروف الراحة يجب أن تقع على هذا الخط وهذا سنتعرف عليه عند دارسة دوائر السيكرومترى.

Problems

4.1 Find the heat transfer rate to warm 0.7 m^3/s of air at 15C°db and 90% RH to 50C°db without the addition of moisture. [Ans:30.35kW]

4.2 An air handling units mixes 0.47 m^3/s of outside air at 33C°db & 24C° wb with 1,89 m^3/s of return air at 26C°db and 45%RH. Determine the mixed air db and wb temperatures, enthalpy and humidity ratio.

4.3 A summer outdoor air at 30C°db, 21C°wb is cooled to 12C°db and 90%RH. Sketch the psychometric process and identify all the condition data for the end point *[Ans]* :outdoor 43%RH, W = 0.0018 kg/kg, h = 60.3 kj/kg v = 0.875m^3/kg. dP = 16.3C°.
cooled: 11.1 C°db, w = 0.0079, kg /kg , h = 32 kJ / kg dP = 10.5C°

4.4 In an air conditioning unit 3.5 m^3/s of air at 27C°db, 50% RH is cooled and dehumidified to 13C°db and 90% RH. Using the properties from the psychometric chart to determine :

a) The refrigeration capacity in/ W
b) The rate of the water removal from the air [Ans. a : 83,5 kW, b = 0.09kg/s]

4.5 1kg/s of air at 28C°db, 19C°wb is passed through a cooling coil until its discharge state is 15C°db, 13C°wb Find:

a) The apparatus dew point of the coil
b) Calculate coil CF
c) Estimate cooling load of the refrigeration plant.

[Ans. : (a) dp = 10C°, (b) CF = 0.72 (c) q_{CC} = 17kW.]

4.6 Space has a sensible heat gain of 25,kW and latent heat gain of 9kW. Determine the RSHF. If the room design conditions are 25C°db, 50%RH, using the psychometric chart draw RSHF line.

4.7 0.8kg/s of air at 9C°db, 4C°wb is exposed to a washer with heated water. The air leaves the washer with moisture content of 0.0064 kg wv/kgda. If the washer efficiency is 0.72 determine the heating load of the washer water. (7.6kW.)

4.8 A space to be air. conditioned is known to have a total heat gain of 15kW of which 12.2kW is sensible. It is required to maintain the space at 27C°db, 50%RH. What apparatus dew point will required [Ans.: t_{dp} = 14C°]

4.9 An air handling unit which includes Dx- coil receives 30% of its air at 30C°db, 22C°wb and the remainder at 21C°db, 50% RH. The air flow of 0.65kg/s leaves the coil where the apparatus dew point is 8C° at 10C°. Determine refrigeration capacity of the coil and its contact factor and by pass factors.

5

حساب حمل تكييف الهواء للمبنى

BUILDING AIR - CONDITIONING LOAD ESTIMATION

مقدمـــــة ***General***

حساب حمل التكييف له أهمية قصوى في الاختيار السليم للمعدات وأنظمة التكييف التي سوف تعمل على تحقيق ظروف الراحة للإنسان .

5.1 العوامل التى تؤثر على تقدير حمل تكييف الهواء

5.1 Factors Affecting A/C Load Estimation

أولا موقع وهيئة المبنى ***Building location and structure***

1- موقع المبنى من الجهات الأصلية الأربعة : حيث أن تأثير الشمس على الأسطح الخارجية متفاوتا طبقا لسقوط أشعتها عليه .

2- لون المبنى الخارجي : من المعروف أن الألوان الفاتحة لا تمتص حرارة الشمس بنفس الدرجة التي تمتصها الألوان الغامقة لذلك نجد أن الاتجاه الآن يميل إلى الألوان الفاتحة – وقد يلجأ البعض إلى تجليد الواجهات الخارجية بألواح من الألومنيوم أو المرايات وذلك لعكس جزءا كبيرا من الأشعة التي تسقط عليها ولأغراض جمالية أيضا .

3- تركيب أسقف وحوائط المبني . ***Ceiling and wall structure*** . من المعلوم أن الحوائط ذات الكثافة المنخفضة (ذات المقاومة الحرارية المنخفضة) تسمح بأنتقال كمية حرارة أكبر من مثيلتها من الحوائط والأسقف ذات الكثافة الكبيرة .

4- ظلال الشجار والمباني القريبة . كلما زادت الشجار والمباني العالية القريبة من المبنى المراد تكييفه كلما أدى ذلك إلى تقليل كمية الحرارة المنتقلة لداخل المبنى، أيضا يقل تأثير الشمس على حمل تكييف للمبنى .

5- النوافذ والستائر . تلعب النوافذ دورا لا يستهان به في نفاذ الحرارة على المكان . النوافذ ذات الطبقتين من الزجاج تسمح بمرور كمية حرارة أقل نسبيا من مثيلتها ذات الطبقة الواحدة – كما أن الزجاج المعرج يسمح بدوره بمرور كمية حرارة اقل من الألواح المستوية .

الستائر تعمل على تقليل كمية الأشعة النافذة إلي الأماكن المكيفة

ثانيا: نوعية استخدام المكان *Space application*

تؤثر نوعية استخدام المكان المراد تكييفه على إختيار الأسلوب الأمثل لأنظمة التكييف

[أ] لأماكن الإقامة *Apartment*

1- غرف النوم يجب تكييف هوائها باستمرار .

2- غرف الجلوس كذلك حيث أنها تستخدم معظم الأوقات .

3- غرف الطعام لا تستخدم طول الوقت لذلك يراعى ذلك في حساب حمل التكييف

[ب] المنشآت العامة *General Purpose Building*

1- **المعامل** : مثل معامل الكيمياء والاحتراق الداخلي يستخدم هواء خارجي فقط نظرا لانبعاث غازات ضارة .

2- غرف العمليات في المستشفيات تستخدم أيضا هواء خارجي كلي وذلك للتخلص باستمرار من الميكروبات والجراثيم .

3- منشآت محطات توليد الطاقة الذرية تستخدم أيضا هواء خارجي فقط

وفي كل الأحوال يؤثر نشاط الأشخاص داخل المبنى على كمية الهواء اللازمة للتهوية .

ثالثا الظروف الجوية التي تحدد التصميم . *Climate Conditions*

عـند حسـاب الحمـل الحراري للمكان لا تؤخذ درجة الحرارة القصوى للهواء على الإطلاق ولكن تؤخـذ متوسـط درجـة الحرارة القصوى الذي تسجله هيئة الأرصاد الجوية وعدد أيام تكرار تلك الدرجـة وسـبب ذلـك أن أعلـى درجـة حرارة تسجل قد لا تستمر إلا عدة أيام وإذا أخذت في

الاعتــبار اعلـــى درجـــة ستؤدي إلى أختيار أجهزة ذات قدرات عالية لا تستخدم إلا عدة أيام ويؤثر ذلــك علـــى اقتصـــاديات النظام . هذا من ناحية – ومن ناحية أخرى استخدام نظام قدرته أكبر من الــلازم ســيزيد مـــن فترات وقوف الجهاز نتيجة عمل الترموستات وبالتالي ستزداد رطوبة المكان لعدم قيام ملف التبريد بتكثيف الرطوبة الزائدة فيؤدي إلى فقدان الناس الإحساس بالراحة .

درجات الحرارة الجافة والرطوبة الخارجية لبعض البلدان العربية مبينة في Table 5.1 .

رابعا – الظروف الداخلية للمكان *Indoor Conditions*

إن درجة الحرارة ونسبة الرطوبة للهواء داخل الأماكن المكيفة والتي يشعر معها الإنسان العادي بالراحة كانت موضوعا لأبحاث كثيرة وقد سبق أن بينا منطقة الراحة Comfort zone هي

$$t_{db} = 22 - 27\ C^{\circ} \quad \& \quad RH = (30 - 70)\%$$

هذا وقد تختلف هذه القيم قليلا طبقا للمناخ السائد في المنطقة وطبيعة النشاط. بعض هذه القيم يبينها Table 5.2 .

5.2 انتقال الحرارة خلال الجدران *5.2 Transmission Load*

كمية الحرارة المنتقلة q_{tr} خلال الجدران والحوائط والاسقف والأبواب والنوافذ والارضيات يمكن تعينها بالمعادلة العامة

$$q_{tr} = \frac{A \times \Delta t}{\Sigma Ri} = U.A.\Delta t \quad , \quad kW \qquad (5.1)$$

حيث A مساحة السطح , m^2

ΣRi المقاومة الحرارية الكلية لتركيبة السطح m^2C°/W,

Δt الفرق بين درجتى الحرارة الداخلية والخارجية C°

U معامل انتقال الحرارة الكلى W/m^2C°

ويمكن حسابه بالمعادلة

$$U = \frac{1}{\Sigma Ri} = 1 / \left(\frac{1}{h_o} + \Sigma \frac{Xi}{k_i} + \frac{1}{h_i} \right) \qquad (5.2)$$

Table 5.1 Weather Data For Arab Countries

Station	Altitude	Summer		Winter
		Dry bulb C°	Wet bulb, C°	Dry bulb, C°
Egypt				8
Alexandria	31° 30` N	37	25	12
Cairo	30° 35` N	41	22	
Ismailia	30° 37` N	42	24	
Luxor	-	46	27	8
Menia	-	41	24	
Port Said	21 16` N	34	26	
Libia		34.5	24.5	7
Ben Gazi				
Sudan	15° 37` N			
Khartoum	15° 37` N	45	23	-
Wadi halfa	21° 55` N	46	22	
Algeria				
Algiers	36°. 46` N	37	20	7
Oran	35. 44` N	35	27	
Morocco				
Casblanca	33° 35` N	33	25	5
Tangier	35° 48` N	33	24	
Tunisia	36° 47` N	42	27	5
Saudi Arabia				
Jidda	21 38 N	42	30	16
Riyadh	24 39 N	44	28	4
Zahran	24 39 N	43	29	6
Bahrian				
Manama	26° 12` N	42	33	-
Iraq				
Baghdad	33°20` N	47	24	2
Basra	30° 34` N	46	29	
Mosel		44	22	
Kuwait				
Kuwait city	29° 21` N	45	31	2
Jordan				
Amman	31° 57 N	38	22	-

Lebanon				
Beriut	33° 54`	33	26	7
Oman				
Muscat	23° 27` N	43	34	-
Emirates	25° 20`N	44	34	-

Table 5.2 Recommended Design Values at Various Locations (Inside conditions)

Location	Season	Occupancy category	ti,C°	RH %
Cold	Summer	Continuous Transient	20 –20 23	50 50
	Winter	Continuous Transient	19-20 16-18	50 50
Tropics	Summer	Continuous Transient	23 25-26	50 45-60
	Winter	Short winter no heating required		
		Long winter	22	45

حيث h_o , h_i معاملا انتقال الحرارة بالحمل داخل وخارج المكان. في الحسابات الهندسية يمكن اعتبار القيم التالية :

$$hi = 6 \quad W/m^2C° \quad \& \quad ho = 35 \quad W/m^2C°$$

وبالرجوع إلى Fig 5-1 نجد أن :

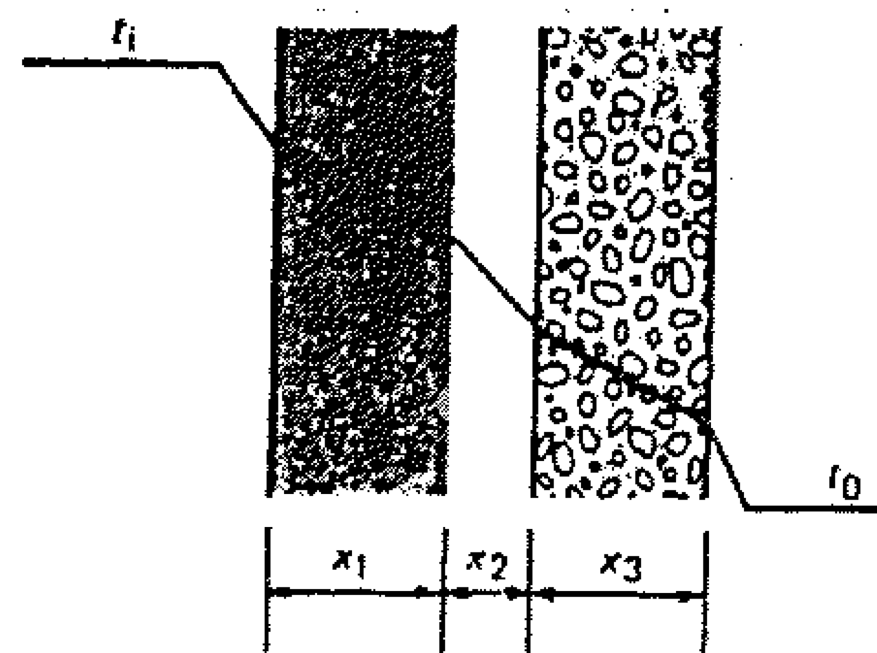


Figure 5.1 Heat transmission through wall

xi سمك طبقة مكون من مكونات الحائط ,m

ki معامل التوصيل الحرارى لنفس المكون $W/m^2. C^\circ$.

يبين Table 5.3 بعض قيم المعامل k المواد المكونة لأغلب الحوائط والأسقف والأرضيات.

لتسهيل بعض الحسابات الهندسية يمكن استخدام معامل انتقال الحرارة الكلى لبعض التركيبات والواردة فى الجداول Table 5.4 - Table 5.9

Example 5.1

Calculate the transmission heat gain for the wall structure in a rural situation and the inside and outside temperatures are 21C° and 32C°, respectively. The wall area is 97,3m^2; the inside and outside convective heat transfer coefficients are 35 and 6 w/ m^{2}C°, respectively.

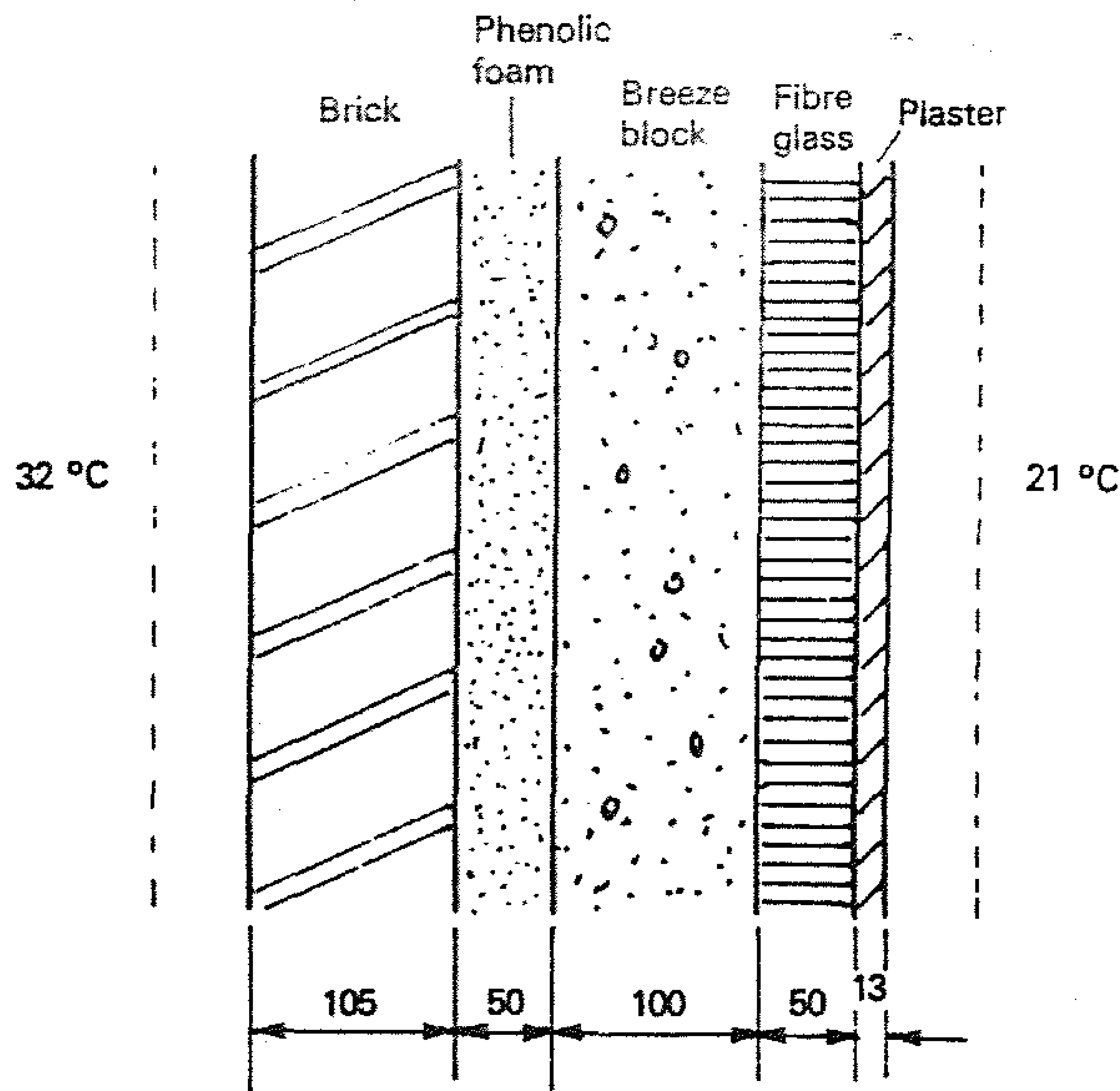


Figure 5.2 Analysis of wall structure in example5.1

هذه التركيبة ليست قياسية لذلك معاملات التوصيل الحرارى لمكونات الحائط يمكن تحديدها من (Table5.3)

k1 = 0.81 W/m.C° k2 = 0.039 W/m.C°

k3 = 0.0035 W/m.C° k4 = 0.036 W/m.C°

k5 = 0.72 W/m.C°

$$U = 1/\left(\frac{1}{ho}+\frac{Xi}{ki}+\frac{X2}{k2}+\frac{X3}{k3}+\frac{X4}{k4}+\frac{X5}{k5}+\frac{1}{hi}\right)$$

$$= 1/\left(\frac{1}{35}+\frac{0.105}{0.81}+\frac{0.05}{0.039}+\frac{0.1}{0.051}+\frac{0.05}{0.0035}+\frac{0.013}{0.05}+\frac{1}{6}\right) = 0.175 \text{ W/m}^2\text{ K}$$

q = U.A. ΔT

= 0.175 x 27.3 x (32 –21) = 52.54 W

5.3 حرارة مفقودة أو مكتسبة خلال المسالك

5.3 Loss or Heat Gain Through Ducts

خــلال مســار الهــواء داخل المسلك بعد وحدة المعالجة فإن الهواء المدفوع قد يكتسب حرارة (في حالــة التــبريد) أو يفقــد الحــرارة (فــي حالــة التدفئة) مما يستلزم إضافة هذه الطاقة لكل من مصدرى التبريد والتدفئة. كمية الحرارة هذه يمكن حسابها من المعادلة.

$$q_d = U_d \times A_d\,(\Delta t)_d \qquad (5.3)$$

A_d المساحة الجانبية لمسالك الهواء m^2

Δt فرق درجات الحرارة بين الهواء فى المسلك والوسط الخارجى ,C°

U_d معامل انتقال الحرارة الكلى مسار لجدار المسلك وتقدر بـــ W/m² K

المعامل U يمكن تعينه بالمعادلة

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{r_{si}} + \frac{1}{R} + \frac{1}{r_{so}} \qquad (5.4)$$

حيث r_{si} المقاومة الحرارية للطبقة الجدارية للهواء داخل المسلك :

للمسالك الدائرية (5.5)

$$r_{si} = 0.86\,\frac{D^{0.25}}{V^{08}}$$

Table 5.3 Typical Thermal properties of common Building and Insulating Material

Description	Thickness, mm	Density ρ, kg/m³	Conductivity k, W/(m-K)	Conductance C, W/(m²-K)	Specific Heat, kJ/(kg-K)
Building Board					
Asbestos–cement board	6.4	1900	—	93.7	—
Gypsum or plaster board	9.5	800	—	17.6	1.09
Gypsum or plaster board	12.7	800	—	12.6	—
Plywood (Douglas fir)	—	540	0.12	—	1.21
Plywood (Douglas fir)	6.4	540	—	18.2	—
Plywood (Douglas fir)	9.5	540	—	12.1	—
Plywood (Douglas fir)	12.7	540	—	9.1	—
Plywood or wood panels	19.0	540	—	6.1	—
Vegetable fiber board	—	—	—	—	1.21
Sheathing, regular density	12.7	290	—	4.3	—
Sheathing intermediate density	12.7	350	—	5.2	—
Sound deadening board	12.7	240	—	4.2	1.26
Tile and lay-in panels, plain or acoustic	—	290	0.058	—	0.59
Hardboard					
Medium density	—	800	0.105	9.50	—
High density, standard-tempered grade	—	1010	0.144	6.93	—
Particleboard'					
Medium density	—	800	0.135	7.35	—
Underlayment	15.9	640	—	6.9	1.21
Wood subfloor	19.0	—	—	6.0	1.38
Building Membrane					
Vapor-permeable felt	—	—	—	94.9	—
Vapor-seal, 2 layers of mopped 0.73 kg/M2 felt	—	—	—	47.4	—
Finish Flooring Materials					
Carpet and fibrous pad	—	—	—	2.73	—
Carpet and rubber pad	—	—	—	4.60	1.38
Tile—asphalt, linoleum, vinyl, rubber	—	—	—	113.6	1.26
Wood, hardwood finish	19	—	—	8.35	0.112
Insulating Materials					
Blanket and Batt					
Mineral fiber, fibrous form processed from rock, slag, or glass					
approx. 75–100 mm	—	6.4–32	—	0.52	—
approx. 90 mm	—	19–26	—	0.38	—
approx. 140–165 mm	—	6.4–32	—	0.30	—
approx. 140 mm	—	10–16	—	0.27	—
approx. 150–190 mm	—	6.4–32	—	0.26	—
approx. 210–250 mm	—	6.4–32	—	0.19	—
Board and Slabs					
Cellular glass	—	136	0.050	—	—
Glass fiber, organic bonded	—	64–140	0.036	—	—
Expanded polystrene, molded beads	—	16	0.037	—	—

(*Continued*)

Description	Thickness, mm	Density ρ, kg/m^3	Conductivity k, W/(m-K)	Conductance C, $W/(m^2\text{-}K)$	Specific Heat, kJ/(kg-K)
Mineral fiber with resin binder	—	240	0.042	—	—
Core or roof insulation	—	260–270	0.049	—	—
Acoustical tile	12.7	—	—	4.5	—
Acoustical tile	19.0	—	—	3.0	—
Loose Fill					
Cellulosic insulation (milled paper or wood pulp)	—	37–51	0.039–0.046	—	1.398
Perlite, expanded	—	32–66	0.039–0.045	—	1.09
	—	66–120	0.045–0.052	—	—
	—	120–180	0.052–0.060	—	—
Mineral fiber (rock, slag, or glass)					
approx. 95–130 mm	—	9.6–3.2	—	0.52	0.71
approx. 170–220 mm	—	9.6–3.2	—	0.31	—
approx. 190–250 mm	—	9.6–3.2	—	0.26	—
approx. 260–350 mm	—	9.6–3.2	—	0.19	5.28
Mineral fiber (rock, slag or glass) approx. 90 trim (closed sidewall application)	—	32–56	2.1–2.5	—	—
Vermiculite, exfoliated	—	110–130	0.068	—	1.34
	—	64–96	0.063	15.7	—
Metals					
Aluminum (1100)	—	2660	221.5	—	0.9
Steel, mild	—	7600	45.3	—	0.5
Steel, stainless	—	7680	15.6	—	0.46
Roofing					
Asbestos–cement shingles	—	1900	—	27.0	1.00
Asphalt roll roofing	—	1100	—	36.9	1.51
Asphalt shingles	—	1100	—	12.9	1.26
Built-up roofing	10	1100	—	17.0	1.46
Slate	13	—	—	114	1.26
Wood shingles, plain and plastic film faced	—	—	—	6.0	1.30
Plastering Materials					
Cement plaster, sand aggregate	—	1860	0.72	—	0.84
Sand aggregate	10	—	—	75.5	0.84
Sand aggregate	20	—	—	37.8	0.84
Gypsum plaster					
Lightweight aggregate	13	720	—	17.7	—
Lightweight aggregate	16	720	—	15.2	—
Lightweight aggregate on metal lath	19	—	—	12.1	—
Masonry Materials					
Masonry Units					
Brick, fired clay	—	2080	0.92–1.12	—	—
	—	1920	0.81–0.98	—	0.79
Clay tile, hollow					
1 cell deep	100	—	—	5.11	—
2 cells deep	150	—	—	3.75	—
2 cells deep	200	—	—	3.07	—

(Continued)

Description	Thickness, mm	Density ρ, kg/m³	Conductivity k, W/(m-K)	Conductance C, W/(m²-K)	Specific Heat, kJ/(kg-K)
Concrete blocks					
Normal mass aggregate (sand and gravel), 200 mm, 15–16 kg, 2020–2180 kg/m³ concrete, 2 or 3 cores	—	—	—	5.1–5.8	0.92
Low-mass aggregate (expanded shale, clay, slate or slag, pumice), 150 mm, 7.3–7.7 kg, 360–1390 kg/m³ concrete, 2 or 3 cores	—	—	3.0–3.5	—	—
Same with vermiculite-filled cores,	—	—	—	1.87	—
200 mm, 8.6–10.0 mm, 1150–1380 kg/m³ concrete	—	—	1.8–3.1	—	—
Same with vermiculite-filled cores	—	—	1.1–1.5	0.93–0.69	—
Concretes					
Sand and gravel or stone aggregate concretes (concretes with more than 50% quartz or quartzite	—	2400	1.4–2.9	—	—
Sand have conductivities in the higher	—	2240	1.3–2.6	—	—
end of the range)	—	2080	1.0–1.9	—	—
Limestone concretes	—	1920	1.14	—	—
	—	1600	0.79	—	—
Cement/lime, mortar, and stucco	—	1600	0.97	1.04	—
	—	1280	0.65	1.54	—
Lightweight aggregate concretes					
Expanded shale, clay, or slate; expanded slags;	—	1920	0.9–1.3	1.08–0.76	—
cinders; pumice (with density up to	—	1600	0.68–0.89	1.48–1.12	—
1600 kg/m³); and scoria (sanded concretes have conductivities in the higher end of the range)	—	1280	0.48–U9	—	0.84
Siding Materials (on Flat Surface)					
Shingles					
Asbestos–cement	—	1900	—	27.0	—
Wood, drop, 20 by 200 mm	—	—	7.21	—	1.17
Aluminum, steel, or vinyl, over sheathing, hollow-backed	—	—	9.31	—	1.22'1
Insulating-board backed					
9.5 mm nominal	—	—	3.12	—	1.34
9.5 mm nominal, foil-backed	—	—	1.93	—	—
Architectural (soda–lime float) glass	—	—	56.8	—	0.84
Woods (12% Moisture Content)					
Hardwoods					
Oak	—	659–749	0.16–0.18	—	1.63
Softwood					
Hem–fir, spruce–pine–fir	—	392–502	0.107–0.130	—	1.63

Table 5.4 Typical U – values of walls

Construction (outside to inside)	U-value (W/m^2 K)
Brickwork	
(a) 105 mm brickwork, 13 mm dense plaster	3.0
(b) 220 mm brickwork, 13 mm dense plaster	2.1
(c) 335 mm brickwork, 13 mm dense plaster	1.7
(d) 220 mm brickwork, 25 mm air gap 10 mm plasterboard (on dabs)	1.5
(e) 220 mm brickwork, 25 mm airgap, 10 mm foil-baoked plasterboard (on dabs)	1.2
(f) 220 mm brickwork, 20 mm glass fibre quilt, 10 mm plasterboard	1.0
(g) As (f) but with 20 mm EPS slab	0.93
(h) As (f) but with 25 mm EPS slab	0.82
(i) As (f) but with 25 mm polyurethane slab	0.66
(j) 220 mm brickwork, 25 mm airgap, 25 mm EPS slab, 10 mm plasterboard	0.71
(k) As (j) but with 25 mm polyurethane slab	0.59
Concrete blockwork	
(a) 200 mm heavyweight concrete block, 25 mm airgap 10 mm plasterboard (on dabs)	1.8
(b) 200 mm heavyweight concrete block, 25 mm airgap, 25 mm EPS slab, 10 mm plasterboard	0.79
As (a) but with 25 mm polyurethane slab	0.65
(c) 19 mm render, 25 mm mineral fibre slab, 200 mm heavyweight concrete block, 13 mm lightweight plaster	0.88
(d) As (c) but with 40 mm EPS slab	0.64
(e) 150 mm cast concrete, 50 mm wood wool slab, 13 mm dense plaster	1.2
(f) 200 mm cast concrete, 50 mm wood wool slab, 13 mm dense plaster	1.2
Brick: cavity: brick	
(a) 105 mm brickwork, 25 mm airgap, 105 mm brickwork, 13 mm dense plaster	1.5
(b) As (a) but with 13 mm lightweight plaster	1.4
(c) 220 mm brickwork, 25 mm airgap, 220 mm brickwork, 13 mm dense plaster	1.0
(d) As (c) but with 13 mm lightweight plaster	0.95
Brick: cavity: block	
(a) 105 mm brickwork, 25 mm airgap, 100 mm heavyweight concrete block, 13 mm lightweight plaster	1.6
(b) 105 mm brickwork, 25 mm airgap, 25 mm phenolic foam, 100 mm heavyweight concrete block, 13 mm light weight plaster	0.80
(c) 105 mm brickwork, 25 mm airgap, 25 mm phenolic foam, 100 mm medium concrete block, 13 mm lightweight plaster	0.72
(d) 105 mm brickwork, 50 mm UF foam, 100 mm heavyweight concrete block, 13 mm lightweight plaster	0.59

Table 5.5 Typical U- values of Windows

Window type	Fraction of area occupied by frame	*U*-value for stated exposure (W/m^2K)		
		Sheltered	Normal	Severe
SINGLE GLAZING				
wood frame	20%	4.5	5.0	5.9
	30%	4.2	4.7	5.5
aluminium frame (no thermal break)	20%	5.6	6.4	7.5
	30%	5.9	6.7	7.9
aluminium frame (with thermal break)	20%	5.2	5.8	6.8
	30%	5.2	5.8	6.8
DOUBLE GLAZING				
aluminium frame (no thermal break)	20%	3.9	4.3	4.8
	30%	4.4	4.9	5.6
aluminium frame (with thermal break)	20%	3.4	3.7	4.0
	30%	3.7	4.0	4.4

Table 5.6 Typical U- values of Pitched Roofs

Construction (outside to inside)	*U*-value ($W/m^2 K$)
5 mm asbestos cement sheet	6.5
5 mm asbestos cement sheet, loft space, 10 mm plasterboard ceiling	2.6
10 mm tile, loft space, 10 mm plasterboard ceiling	2.6
(a) 10 mm tile, loft space, 25 mm glass-fibre quilt, 10 mm plasterboard ceiling	0.99
(b) As (a) but with 50 mm glass fibre quilt	0.61
(c) As (a) but with 75 mm glass fibre quilt	0.44
(d) As (a) but with 100 mm glass fibre quilt	0.35

Table 5.7 Typical U- values of Flat Roofs

Construction (outside to inside)	U-value (W/m² K)
19 mm asphalt, 75 mm screed, 150 mm cast concrete (dense), 13 mm dense plaster	1.9
(a) 19 mm asphalt, 13 mm fibreboard, 25 mm airgap, 25 mm glass fibre quilt, 10 mm plasterboard	0.81
(b) As (a) but with 50 mm glass fibre quilt	0.54
(c) As (a) but with 75 mm glass fibre quilt	0.40

Table 5.8. Typical U- values of Internal wall & Partitions

Construction	U-value (W/m² K)
(a) 105 mm brickwork	2.4
(b) As (a) but with 13 mm lightweight plaster each side	1.8
(c) 100 mm lightweight concrete block	1.3
(d) As (c) but with 13 mm lightweight plaster each side	1.1
25 mm plasterboard, 25 mm airgap, 25 mm plasterboard	1.4
12 mm fibreborad, 25 mm airgap, 12 mm fibreboard	1.2

Table 5.9 Typical U- values of Internal Floors & ceiling

Construction	U-value (W/m² K)	Surface
(a) 50 mm screed, 150 mm cast concrete	2.0	floor ceiling
(b) As (a) but with 25 mm wood block floor	1.5	floor ceiling
25 mm wood block, 65 mm cast concrete, 25 mm airgap, 25 mm glass fibre quilt, 16 mm plasterboard ceiling	0.71	floor ceiling
10 mm timber floor, > 25 mm airgap, 25 mm glass fibre quilt, 16 mm plasterboard ceiling	0.81	floor ceiling

حيث V&D عبارة عن قطر المسلك وسرعة الهواء على الترتيب للمسلك المستطيلة :

$$r_{si} = 0.286 \frac{[2a \times b / (a+b)]}{V^{0.5}}$$

حيث a, b عبارة عن أبعاد المقطع العرضى للمسك

r_{so} المقاومة الحرارية الجدارية للهواء خارج المسلك

$r_{so} = 1 m^2 K/W$

k معامل التوصيل الحرارى لجدار المسلك

للمسلك المعدنى $k = 5.68 \cdot 10^{-3}, kW/m^2K$

للمسلك المعزول $k = 2.3 . 10^{-3}, k W/m^2K$

فى بداية التصميم قد يصعب تحديد مقدار q_d نظرا لصعوبة الحصول على قيم المساحة الجانبية للمسلك فيمكن حسابها بنسبة 10% من الحرارة المنتقلة خلال الجدران والأسقف.

لتقليل هذا الفقد بصورة ملحوظة يجب عزل مسالك الهواء بطبقة من الصوف الزجاجى سمكها من 2.5 : 5cm مزودة بورق ألومنيوم عاكس.

5.4 الإشعاع الشمسي 5.4 *Solar Radiation*

إن الحـــرارة التـــي تدخـــل المكـــان عن طريق النوافذ والحوائط والاسطح المعرضه لأشعة الشمس المباشرة تعتبر من أهم مصادر الحمل الحراري .

تتوقف كمية الحرارة هذه على أتجاه هذه الحوائط والنوافذ ونوع الستائر المركبة بها . حيث أن الكرة الأرضية تدور حول نفسها وحول الشمس فإن الشمس تتحرك من جهة الشرق صباحا مرورا بالجنوب وتتجه ناحية الغرب بعد الظهر .

صـــباحا تكـــون الحوائط والنوافذ الشرقية هي المعرضة لأشعة الشمس بينما تسقط الأشعة الشمسية علـــى الجهـــة الجنوبية من الظهيرة وتتعرض الحوائط الغربية لأشعة الشمس في نهاية النهار . فإذا أضـــيفت الحـــرارة الناتجة من أشعة الشمس المباشرة لجميع المنافذ والحوائط من جميع الاتجاهات فســيكون تأثـــيرها كبـــيرا جدا. وحيث أن جميع الحوائط لا تكون معرضة لأشعة الشمس في وقت واحـــد فإنـــه يؤخـــذ فقط في الاعتبار الاتجاه ذو الحوائط والنوافذ التي تسمح بنفاذ أكبر كمية حرارة من الشمس بالإضافة إلى السقف إذا كان معرضا بصورة مباشرة للشمس .

هذا ويعتمد الحمل الحراري بواسطة الشمس على العوامل الآتية :-

1- زاوية سقوط اشعة الشمس (I) angle of incidence هي الزاوية (I) المحصورة بين الشعاع الشمس والسطح الذي يستقبل هذه الأشعة Fig 5.3.

2- شدة الاشعاع الشمسي (I) Solar Intensity وتقاس بـ W/m^2

3- تركيبه طبقات السطح الذي تسقط عليه اشعة الشمس.

العاملان الأول والثاني يعتمدان على موقع المبنى ووقت سقوط الأشعة من النهار والوقت من السنة وكذلك الأحوال المناخية السائدة من حيث انتشار السحب .

العامل الثالث يعتمد بصورة اساسية على درجة نفاذية السطح للأشعة الساقطة عليه .

5.4.1 زوايا الشمس الأساسية *5.4.1 Main solar angles*

هناك ثلاث زوايا اساسية تحدد شدة الشعة الشمسية وهي :

I- زاويـــة المـــدى أو (خط العرض) Latitude angle (l) وهي الزاوية المحصورة بين الخط الواصـــل بين مكان ما على سطح الأرض (p) ومركز الأرض (o) وخط الاستواء Equator كما هو مبين فى Fig 5.4.

II- زوايـــة الإنحدار Declination angle (d) هي الزاوية بين مستوى خط الاستواء وخط مســـار شـــعاع الشـــمس . وحيـــث أن الأرض تدور حول الشمس دورة كاملة كل 365¼ يوم فإنها أيضـــا (الأرض) تـــدور حـــول محورهـــا مـــرة كل 24 ساعة . هذا المحور (الخط الواصل بين القطـــب الشـــمالي والجنوبـــي) عمودي على أشعة الشمس في الربيع والخريف (22 مارس ، 22 ســـبتمبر) ولكـــنه يـــبدو مائلا للأقصى في ½ 23 شهور البينية . بالنسبة لنصف الكرة الشمالي الظاهـــر يكون نحو مسار اشعة الشمس في حدود 23½° من العمودي في منتصف الصيف ويحدث فـــي 22 يولـــيو – أما الانحراف الأقصى عن اشعة الشمس شتاءا فيكون في حدود 23½° ويحدث في 21 ديسمبر. كما هو مبين فى Fig 5.5 .

III- زاويـــة الساعة Hour angle (h) زاويـــة الساعة لمكان ما يمكن تحديدها عندما ننظر لأســـفل علـــى القطـــب الشـــمالي من الفضاء فتكون الزاوية التي يجب أن تدورها الأرض ليصبح المكـــان واقعـــا علـــى خط شعاع الشمس وحيث أن الأرض تدور 360° كل 24 ساعة فإن 1h =

360° /24 = 15°

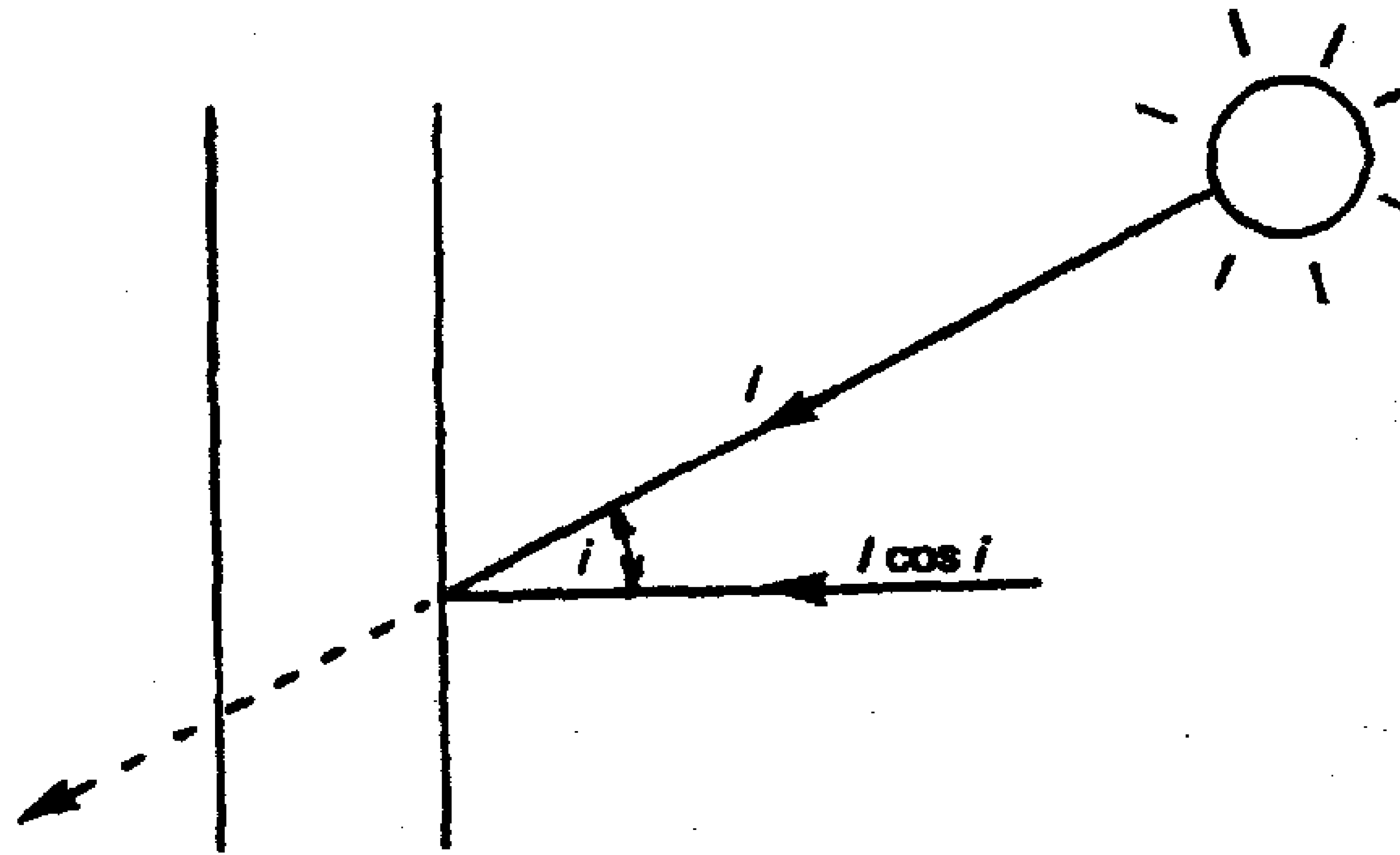


Figure 5.3 The angle of incidence in solar radiation

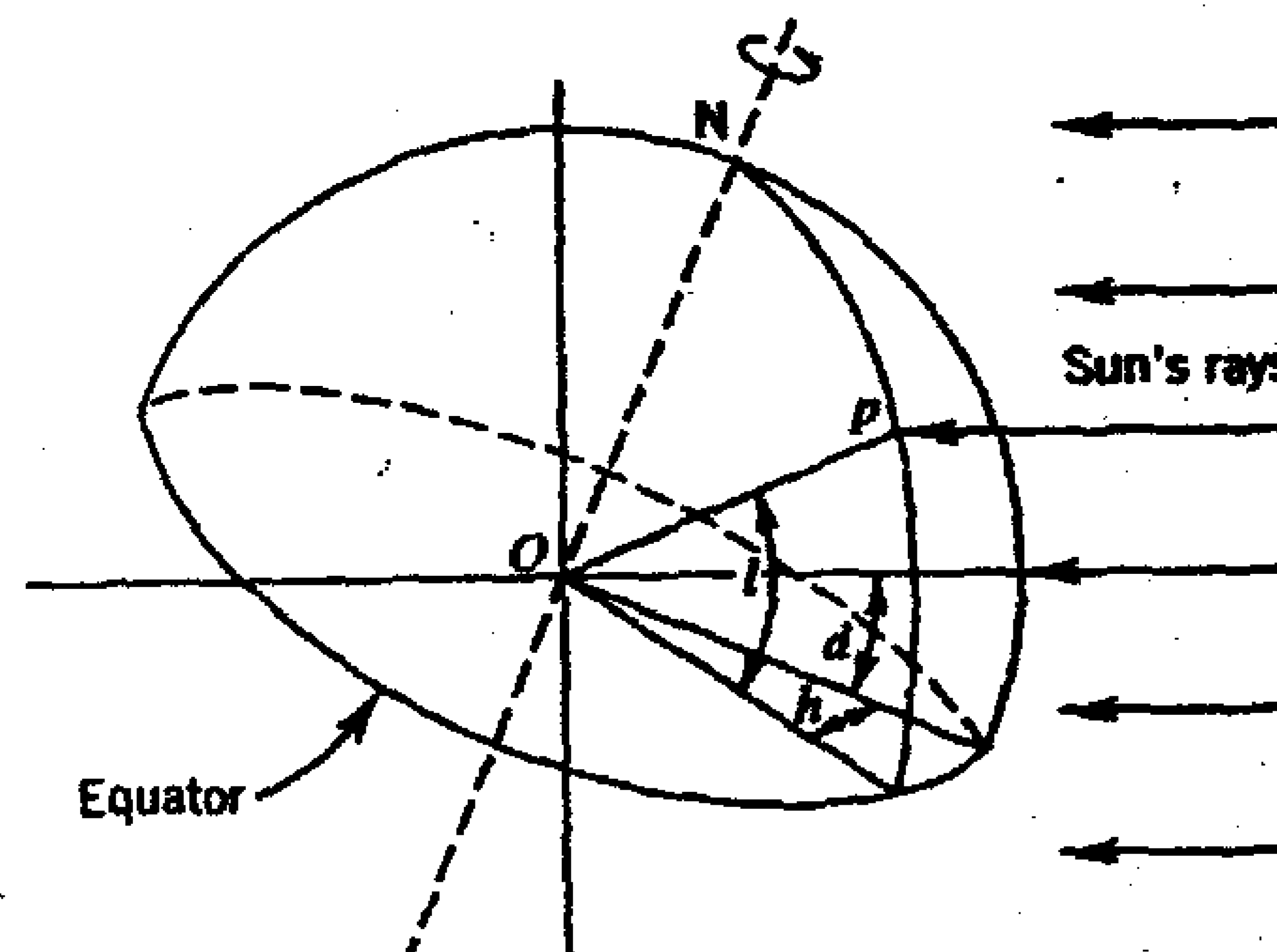


Figure 5.4 Latitude, hour and declination angles.

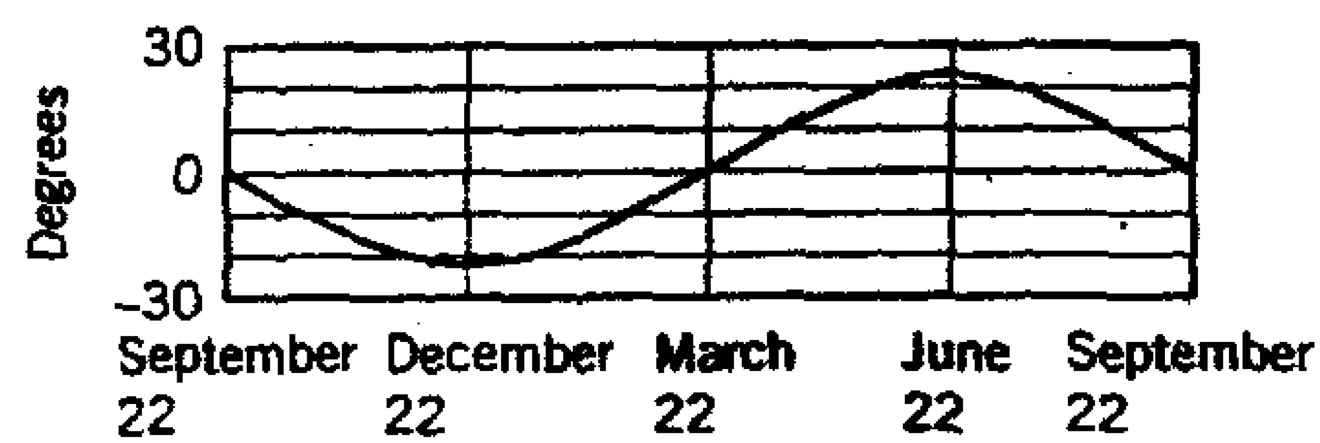


Figure 5.5 Variation of sun declination.

5.4.2 Derived solar angles — 5.4.2 زوايا الشمس المشتقة

1- زاوية ارتفاع الشمس (β) ***Solar altitude angle*** هي الزاوية المحصورة بين شعاع الشمس ومسقط هذا الشعاع على المستوى الأفقي Fig 5.6

2- الزاوية السمتية ϕ ***Zenith angle*** هى الزاوية المتممة لـ $90°$ لزاوية ارتفاع الشمس β أى أن $\phi + \beta = 90°$ كما هو مبين Fig 5.6

3- الزاوية السميته الأفقية (γ) ***Solar azimuth*** هى الزاوية التى يصنعها المسقط الأفقى للشعاع الشمسى فى دورانه عكس عقارب الساعة متجها إلى القطب الشمالى فى المستوى الأفقى . بعض قيم الزوايا β ، γ معطاة فى Table 5-10 لبعض زوايا ارتفاع الشمس Latitude

4- زاوية السقوط على المبنى ***Solar incident angles onto building*** شدة أشعة الشمس $I, W/m^2$ تتطلب أن تكون عمودية على سطح المبنى بحيث يكون حاصل ضرب شدة الأشعة I فى مساحة السطح مساويا لحمل أشعة الشمس. الأمر يكون سهلا فى حالة السطح الأفقى حيث المركب الرأسى مساويا $I\sin\beta$. بالنسبة للحائط الرأسى فإن المركب الافقى يساوى. $I\cos\beta$ يمكن الحصول عليه بدورانه بزاوية أخرى يجعله عمودى على هذا السطح Fig5.7 .

إذا كانت الزاوية السمتيه γ عمودية فإن زاوية الحائط الشمسية δ يمكن تقديرها بدورانها عكس عقارب الساعة إلى الشمال وبالتالى فإن المركب $I\cos\beta$ يكون قد تم دورانه بزاوية α هى الفرق بين زاوية الشمس السمتيه γ وزاوية الحائط δ أى أن $\alpha = |\gamma - \delta|$ ومن هنا يكون مركب أشعة الشمس على الحائط الرأسى مساوية $I\cos\beta\cos\alpha$

Example 5.2

A rectangular building has one wall facing S 26°E. If the solar azimuth is 210° (Fig 5.8); find the wall solar- Azimuth for the fours walls of the building.

وضع الشمس يمكن تحديده بالزاوية $\gamma = 210°$

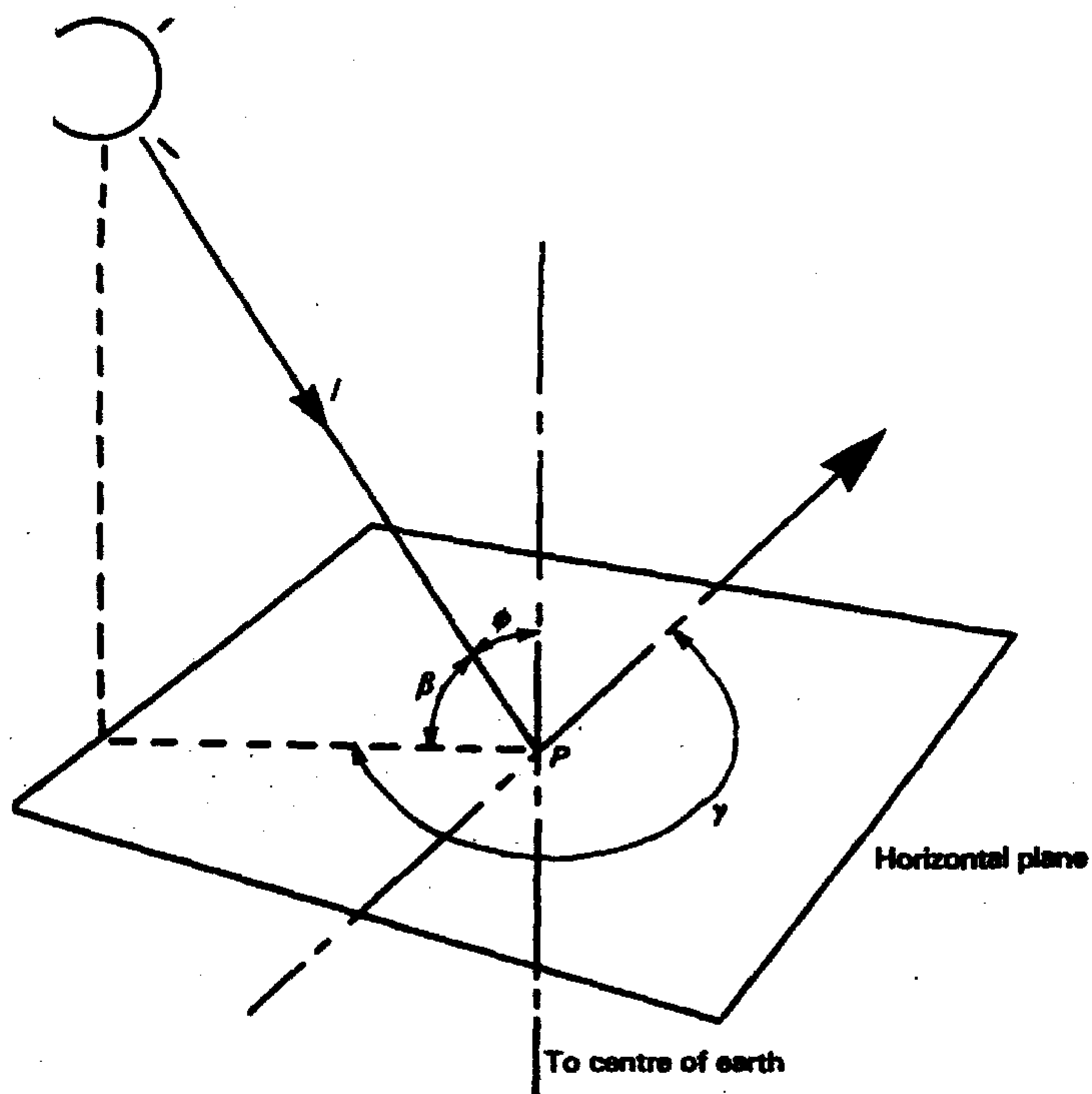


Figure 5.6 The derived angles of solar altitude β zenith angle ϕ and solar azimuth

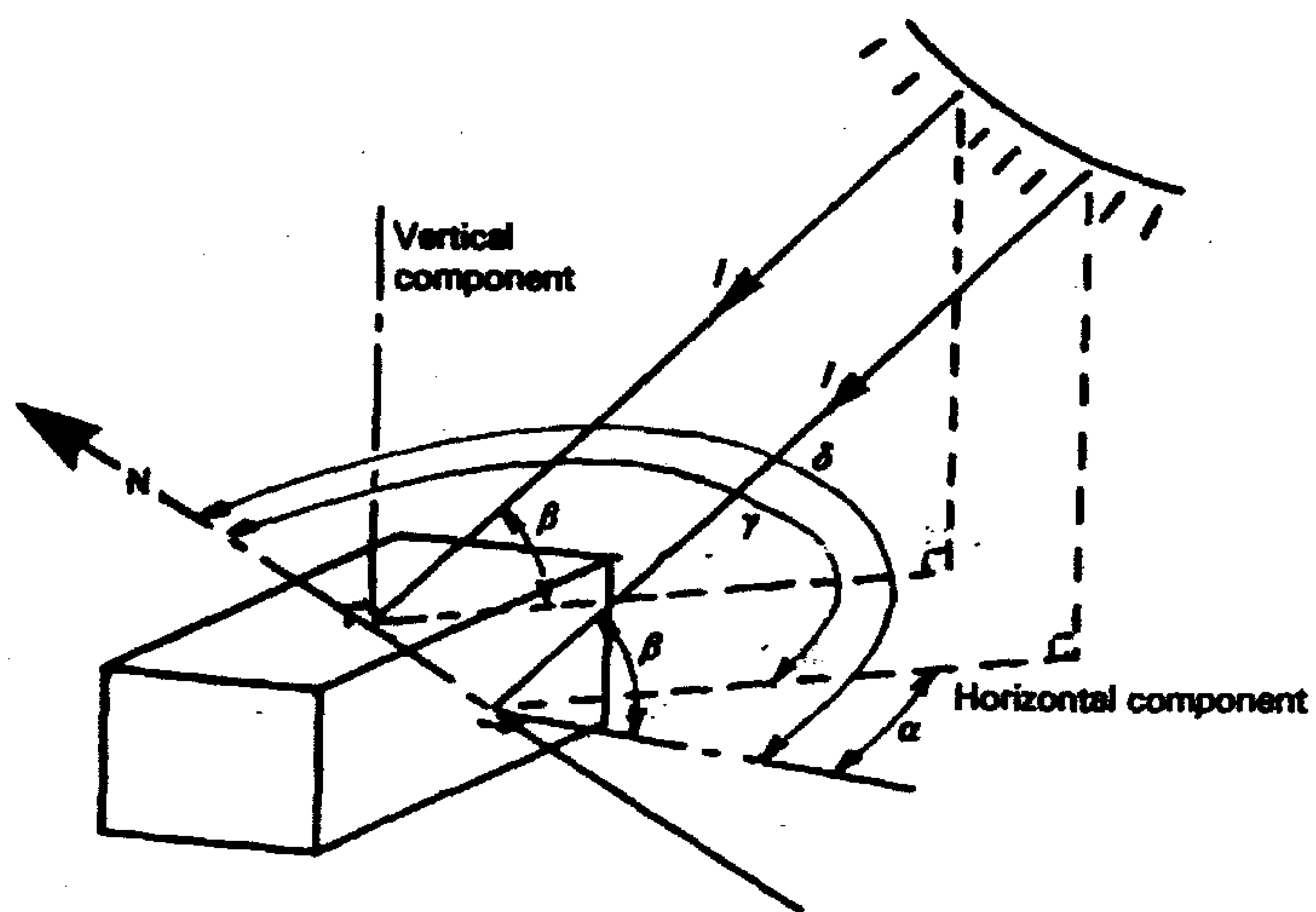


Figure 5.7 Solar incident angles on a building

Table 5.10, Solar Altitude and zimuth.

North Latitude	Sun time	Jan 21		Feb 21		Mar 21		Apr 22		May 22		Jun 21		July 23		Aug 22		Sep 22		Oct 22		Nov 22		Dec 21		Sun time
		Alt	Az	Alt	Az	Alt	Az	Alt	Az	Alt	Az	Alt	Az	Alt	Az	Alt	Az	Alt	Az	Alt	Az	Alt	Az	Alt	Az	
	08	8	125	15	118	22	110	31	100	36	92	37	89	36	92	31	100	22	110	15	118	8	125	6	127	08
	10	24	149	32	145	42	138	52	128	58	118	60	114	58	118	52	128	42	138	32	145	24	149	21	151	10
40°	12	30	180	39	180	50	180	62	180	70	180	74	180	70	180	62	180	50	180	39	180	30	180	27	180	12
	14	24	211	32	215	42	222	52	232	58	242	60	246	58	242	52	232	42	222	32	215	24	211	21	209	14
	16	8	235	15	242	22	250	31	260	36	268	37	271	36	268	31	260	22	250	15	242	8	235	6	233	16
	08	5	125	12	120	21	112	30	103	35	96	37	93	35	96	30	103	21	112	12	120	5	125	2	127	08
	10	19	150	28	146	38	141	48	133	55	125	58	121	55	125	48	133	38	141	28	146	19	150	16	152	10
45°	12	25	180	34	180	45	180	57	180	65	180	68	180	65	180	57	180	45	180	34	180	25	180	22	180	12
	14	19	210	28	214	38	219	48	227	55	235	58	239	55	235	48	227	38	219	28	214	19	210	16	208	14
	16	5	235	12	240	21	248	30	257	35	264	37	267	35	264	30	257	21	248	12	240	5	235	2	233	16
	08	2	126	10	120	19	114	28	106	35	99	37	97	35	99	28	106	19	114	10	120	2	126			08
	10	15	151	24	148	34	143	45	136	52	130	55	128	52	130	45	136	34	143	24	148	15	151	12	152	10
50°	12	20	180	29	180	40	180	52	180	60	180	64	180	60	180	52	180	40	180	29	180	20	180	17	180	12
	14	15	209	24	212	34	217	45	224	52	230	55	232	52	230	45	224	34	217	24	212	15	209	12	208	14
	16	2	234	10	240	19	246	28	254	35	261	37	263	35	261	28	254	19	246	10	240	2	234			16
	08			7	121	17	115	27	108	34	103	36	100	34	103	27	108	18	115	7	121					08
	10	11	151	20	149	30	145	41	140	49	135	51	133	49	135	41	140	30	145	20	149	11	151	8	152	10
55°	12	15	180	24	180	35	180	47	180	55	180	58	180	55	180	47	180	35	180	24	180	15	180	12	180	12
	14	11	209	20	211	30	215	41	220	49	225	51	227	49	225	41	220	30	215	20	211	11	209	8	208	14
	16			7	239	17	245	27	252	34	257	36	260	34	257	27	252	18	245	7	239					16
South Latitude	Sun time	Jul 23		Aug 22		Sep 22		Oct 22		Nov 22		Dec 21		Jan 21		Feb 21		Mar 21		Apr 22		May 22		Jun 21		Sun time

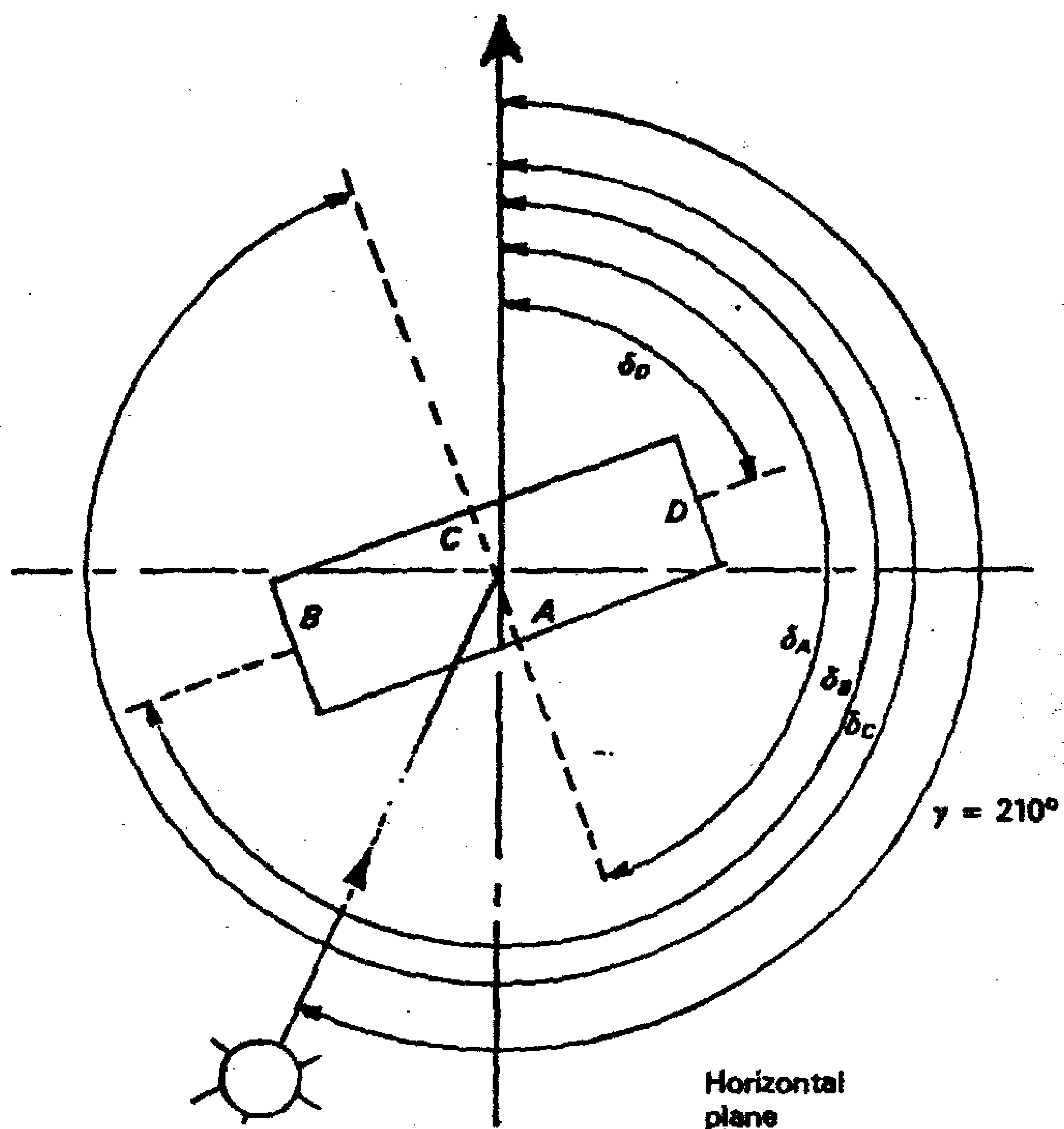


Figure 5.8 Analysis of wall- solar azimuth of four- wall building example 5.2

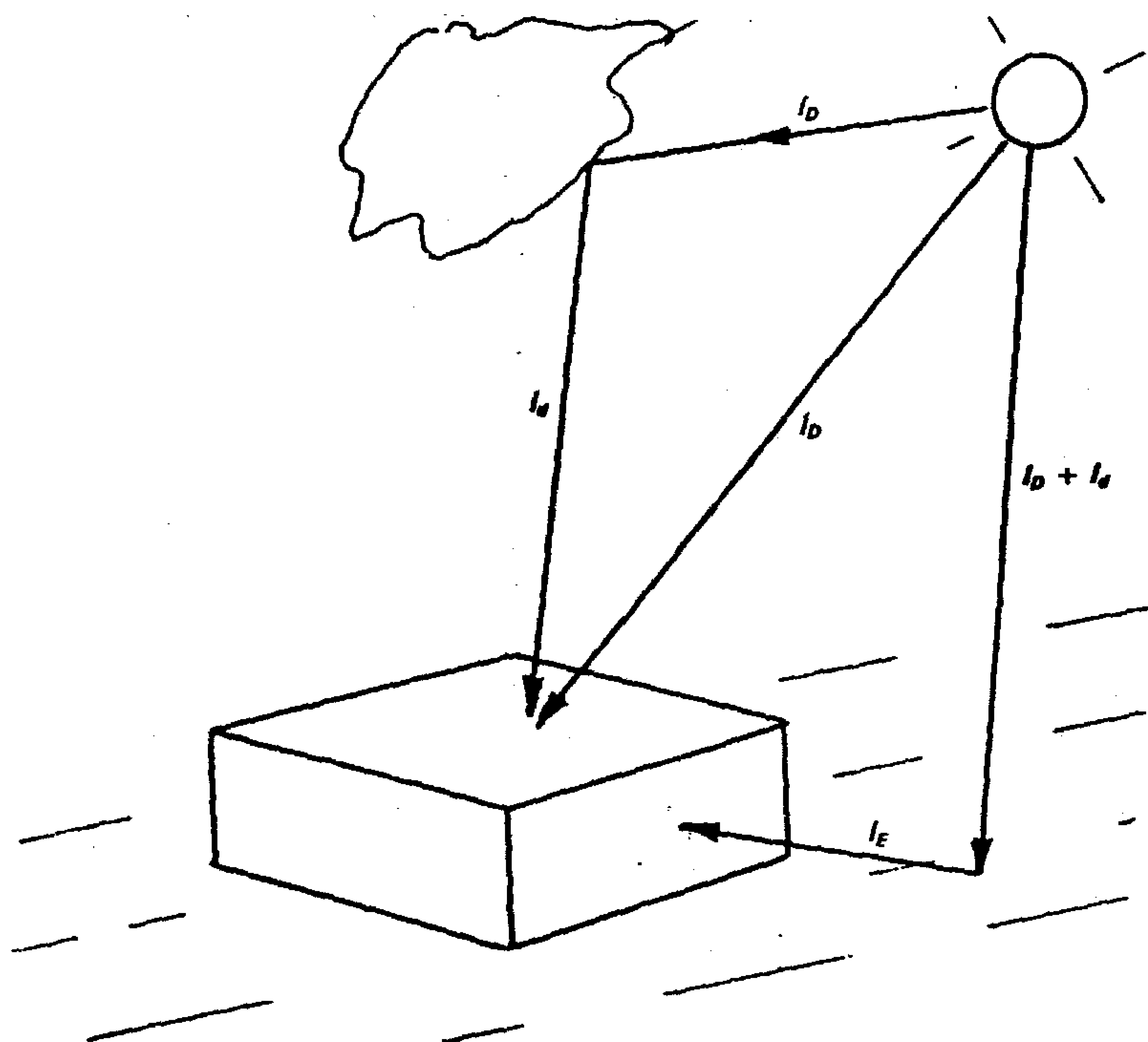


Figure 5.9 The forms of solar irradiance

الحائط A

$\delta_A = 180° - 26° = 154°$ & $\alpha_A = |\gamma_A - \delta_A| = 210 - 154 = 56°$

الحائط B

$\delta_B = 154° + 90° = 244°$ & $\alpha_B = |210° - 244°| = 34°$

$\delta_C = 244° + 90° = 334°$ & $\alpha_C = |210° - 334°| = 124°$

$\delta_D = 334° + 90° = 424° - 360° = 64°$ & $\alpha_D = |210 - 64| = 146°$

5.4.3 Solar irradiances components *5.4.3 مكونات الأشعاع الشمسي*

الأشعاع الشمسي يمكن أن يكون فى الصورة الآتية Fig 5. 9

1- **الأشعاع مباشر Direct irradiances I_D** هو الأشعاع من الشمس مباشرة على الأرض فى اليوم الصحو.

2- **الأشعاع المشتت Diffuse irradiance I_d**: بعض الأشعة المباشرة ID قد تصطدم بالسحب أو أبخرة الماء أو الغبار فتنتشر فى كل الاتجاهات وبعضها قد يصطدم بالأرض فينتج الاشعاع المشتت I_d .

3- **أشعة الانعكاس الأرضى Earth reflected irradiance I_E**: الأشعة المباشرة I_D والمشتتة I_d قد تصطدم بالأرض وتنعكس علىالأسطح فتسمى أشعة الانعكاس الأرضى I_E.

مجموعة المكونات الثلاث للأشعاع الشمسى I_D , I_d , I_E يعطى الأشعاع الشمسى الكلى I_t .

الشعاع المباشر I_D إذا سقط على سطح عمودى على هذا الشعاع يرمز له بـ I_{DN}. بعض قيم الأشعاع I_{DN} موجود فى Table 5.11 تأسيسا على الزاوية β وطبقا لحالة السحب وللأسطح الأفقية تصبح $I_{DH} = I_{ND} \sin \beta$ بعض قيم الأشعاع المباشر للأسطح الأفقية I_{DH} موجود فى Table 5.12

بالنسبة للأسطح الرأسية شدة أشعة الشمس .

$I_{DV} - I_{DN} \cos \alpha \cos \beta$

قيم الأشعاع المباشر للأسطح الرأسية I_{DV} موجودة فى Table 5. 13

Table 5.11 Basic Direct and Diffuse Irradiances

Solar altitude (degrees)	β	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80	90
Basic direct irradiance normal to sun (W/m²)	I_{DN}	210	390	525	620	690	740	780	815	840	860	895	910	920	930
Basic diffuse (sky) irradiance (W/m²) I_{dH}	clear	25	40	55	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115
	cloudy	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250	300	355	405	455

Table 5.12 Direct Irradiance onto a Horizontal Surface

Solar altitude β (degrees)	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80	90
Basic direct solar irradiance onto a horizontal surface I_{DH} W/m²	20	65	135	215	290	370	450	525	595	660	775	855	905	930

Table 5.13 Direct Irradiance onto a vertical surface

Solar altitude (degrees) β	**Basic direct irradiance /W/m²) on to a vertical surface, I_{DV} for stated wall-solar aximuth α** 0	10	20	30	40	45	50	55	60	65	70	75	80
5	210	205	195	180	160	150	135	120	105	90	70	55	35
10	380	375	360	330	295	270	245	220	190	160	130	100	65
15	505	500	475	440	390	360	325	290	255	215	175	130	90
20	585	575	550	505	450	415	375	335	290	245	200	150	100
25	625	615	585	540	480	440	400	360	310	265	215	160	110
30	640	630	605	555	490	455	410	370	320	270	220	165	110
35	640	630	600	555	490	455	410	365	320	270	220	165	110
40	625	615	585	540	480	440	400	360	310	265	215	160	110
45	595	585	560	515	455	420	380	340	295	250	205	155	105
50	555	545	520	480	425	390	355	315	275	235	190	145	95
60	445	440	420	385	340	315	285	255	225	190	155	115	80
70	310	305	295	270	240	220	200	180	155	130	105	80	55
80	160	160	150	140	125	115	105	90	80	70	55	40	30
90	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

5.4.4 تأثير المكان على الأشعاع الشمسى

5.4.4 Location effects on solar radiation

أولا : تأثير مستوى البحر ***Sea level Effect***

شدة أشعة الشمس السابق الأشارة إليها قد تم حسابها على أساس أن المبانى تقع فى مستوى البحر. المبانى التى تقع فى مستوى أعلى من مستوى البحر، القيم السابقة للأشعاع الشمس تضرب فى المعامل ka معامل تصحيح زاوية الارتفاع ومستوى البحر.(Altitude Correction Factor) والمبين فى Fig 5. 10

> **Example 5.3**
>
> A building is located at 2000m above sea level. Estimate the correction factor for altitude if $\beta = 15°$

من Fig 5.10 عند 2000m، β =15 ° نجد أن ka = 1.5

ثانيا : تأثير المناخ ***Climate Effects***

تأثير المناخ السائد فى منطقة ما على أشعة الشمس يمكن تصحيحه بالمعاملان k_D ، k_d، kr للأشعة المباشرة I_D والأشعة المشتتة I_d والأشعاع الأرضى المنعكس I_E على الترتيب كما يلى

للمناخ المعتدل	$k_r = 0.2$	$k_d = 1$	$k_D = 0.5$
للمناخ الأستوائى الرطب	$k_r = 0.2$	$k_d = 1.1$	$k_D = 0.5$
للمناخ الاستوائى الجاف	$k_r = 0.5$	$k_d = 0.9$	$k_D = 1.1$

الأشعاع الشمسى الكلى ***Total solar irradiance***

إذا اخذنا فى الاعتبار كل العوامل السابقة يمكن تعيين الأشعة الكلية للشمس كما يلى :

الأسطح الأفقية

$$I_{tH} = k_a\ [\ k_d.\ I_{DH} + k_d.\ I_{dh}]\ ,\quad W/m^2 \qquad (5.8)$$

للأسطح الرأسية

$$I_{tv} = k_a\ [\ k_D.\ I_{DV} + k_d.\ I_{dv} + \tfrac{1}{2}\, k_r.\ I_{tH} \qquad W/m^2 \qquad (5.9)$$

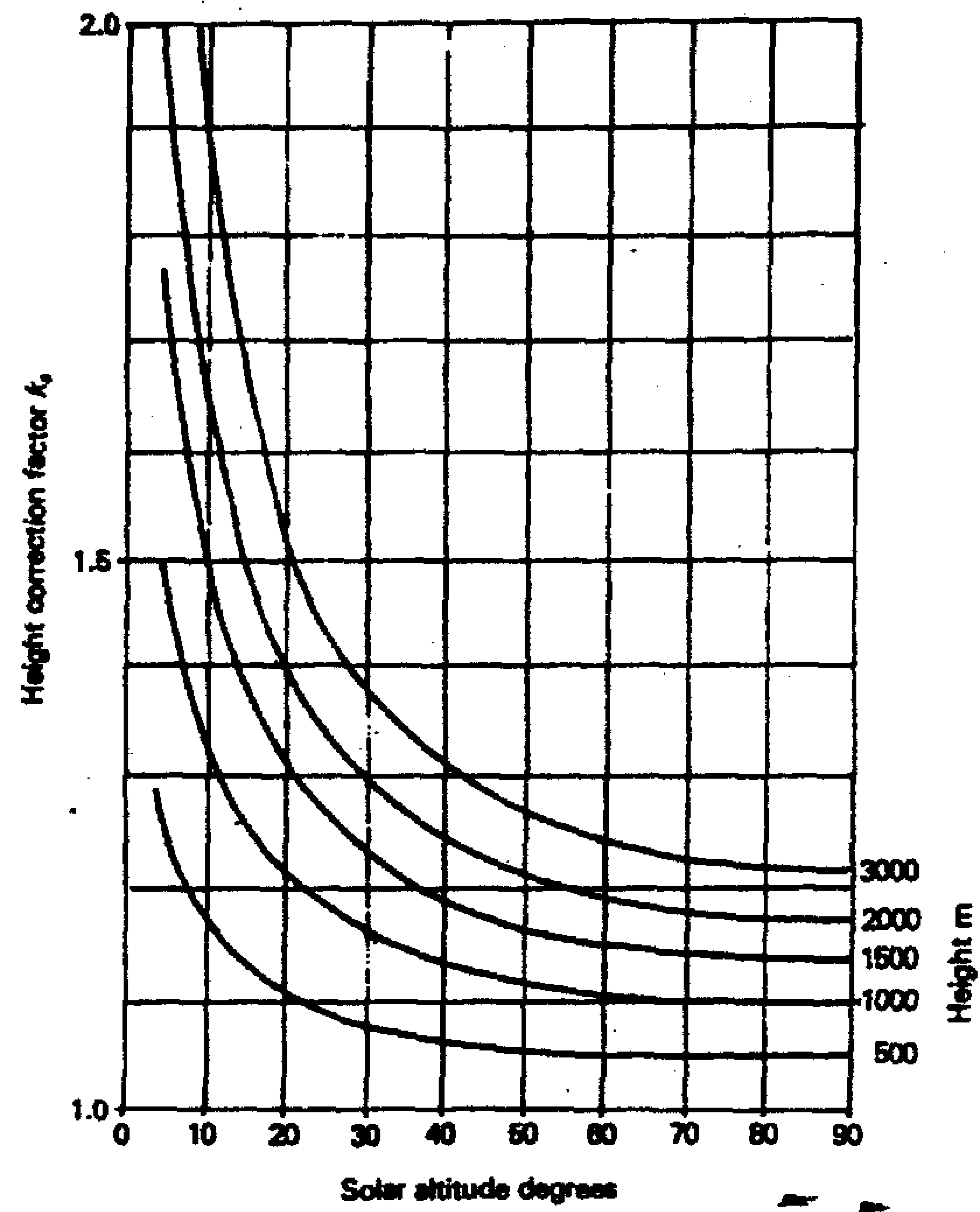


Figure 5.10 Solar correction factor ka.

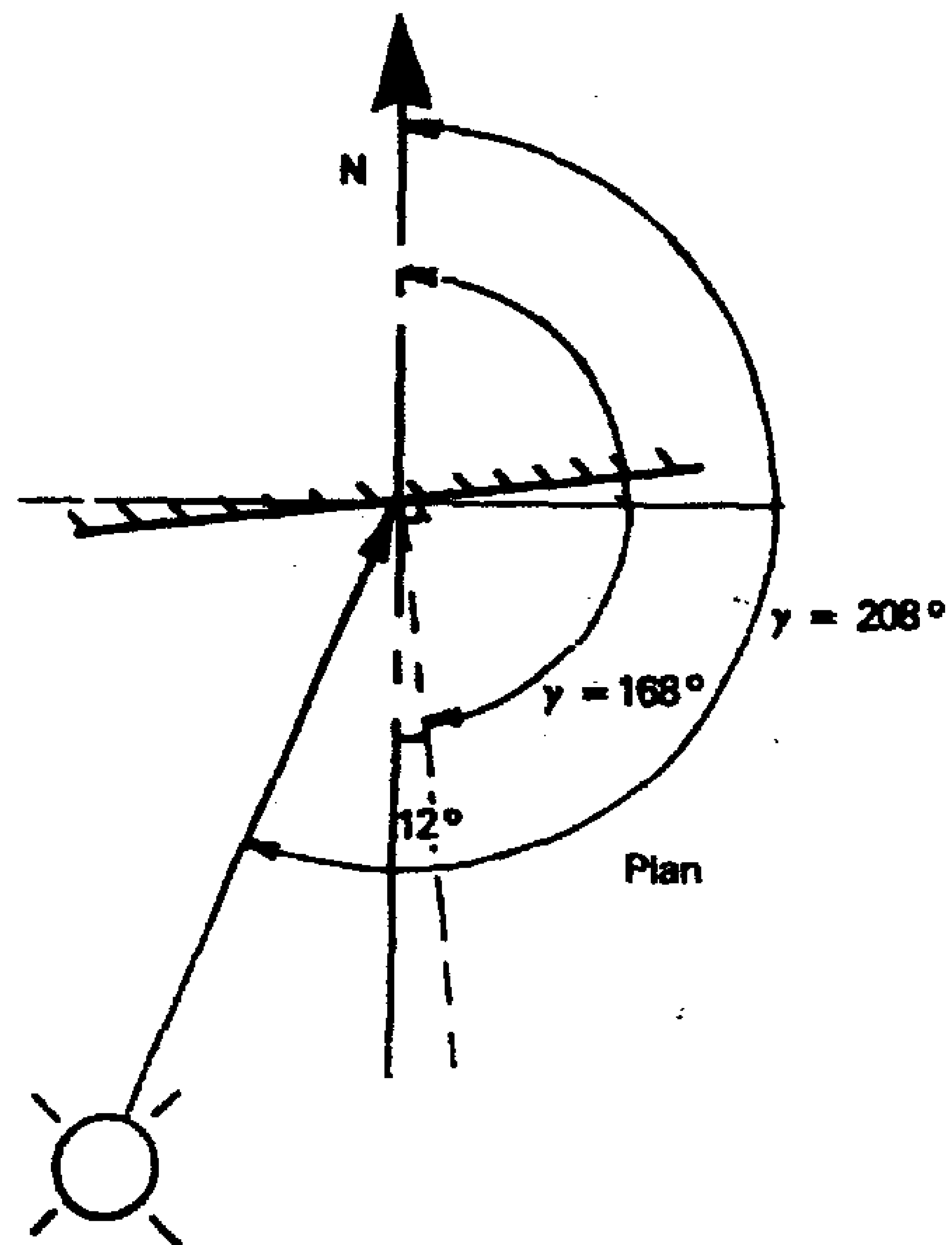


Figure 5.11 Analysis of total irradiance on to a vertical surface example 5.4

Example 5.4

Calculate the solar irradiance striking a vertical wall of a building located in Alexandria if the wall is facing S 12° E, (Fig 5.11). The solar altitude. Is 50° and solar azimuth is 208°. Alexandria is 75m above the sea level.

من Table 12 عند $\beta = 50°$ فإن $I_{DH} = 660\ W/m^2$

الزاوية السمتية للشمس $\gamma = 208°$

زاوية الحائط السمتيه $\delta = 180° - 12° = 168°$

زاوية الحائط – الشمس السمتيه $\alpha = |\gamma - \delta| = 208 - 168 = 40°$

من Table5. 13 عند $\beta = 50°$ ، $\alpha = 40°$ نجد أن $I_{DV} = 425\ W/m^2$

وحيث ان الإسكندرية فى منطقة متوسطة المناخ ومن Table5. 11 عند $\beta = 50°$ نجد أن

الاشعاع الشمسى $I_{dH} = 250\ W/m^2$

ويكون الأشعاع الشمسى المشتت على الحائط الراسى

$$I_{dv} = \frac{1}{2} I_{dH} = \frac{1}{2} \times 250 = 125 \quad W/m^2$$

من Fig 5.10 حيث الإسكندرية تقع فى مستوى 75m أعلى من مستوى البحر فإن $ka = 1$

وحيث أن الإسكندرية مناخها رطب $k_r = 0.2$ ، $k_D = 0.5$ ، $k_d = 1$ وبالتعويض فى المعادلة (5.8) للسطح الأفقى

$$I_{tH} = ka\ [\ k_{d}.\ I_{DH} + k_d\ I_{dH}\ ]$$
$$= 1\ [\ 0.5\ .\ 660 + 1 \times 250\ ] = 580 \quad W/m^2$$

وبالتعويض فى المعادلة (5.9) للسطح الرأسى

$$I_{tv} = k_a\ [\ k_{d}.\ I_{DV} + k_{d}.\ I_{dv} + \tfrac{1}{2}\ k_r\ I_{tH}\ ]$$
$$= 1\ [\ 0.5\ .\ 4250 + 1 \times 125 + \tfrac{1}{2} \times 0.2 \times 580\ ] = 395.5\ W/m^2.$$

5.4.5 الإشعاع الشمسى خلال النوافذ والحوائط

:.4.5 Solar Radiation through widows and walls.

حرارة الأشعاع الساقطة على السطح سوف ينتج عنها ثلاثة مركبات(Fig 5.12) هى بالتحديد :
مركب منعكس Reflected I_R ونافذ transmitted I_τ وممتص absorbed **Ia** وعلى ذلك:

$$_t = I_r + I_\tau + I_a \qquad (5.10)$$

$$= \frac{I_r}{I_t} + \frac{I_\tau}{I_t} + \frac{I_a}{I_t}$$

$$= r + a + \tau \qquad (5.11)$$

حيث (τ) تعبر عن مقدرة السطح على عكس أشعة الشمس Reflectance (a) تعبر عن مقدرة أمتصاص الأشعة Absorpitivity , τ تعبر عن نفاذية السطح لأشعة الشمس Transmissivity
الزجاج العادى له نفاذية عالية تسمح بنفاذية أشعة الشمس بدرجة كبيرة بينما الحوائط نفاذيتها تقريبا منعدمة وهذا ما سيتم تناوله بصورة مستقلة لكل منهما.

5.4.5.1 حرارة الشمس خلال النوافذ

5.4.5.1 Solar Heat Through Windows.

أشــعة الشــمس الســاقطة على الأسطح الزجاجية تتكون من : أشعة مباشرة I_D، مشتته I_d ، وأشعة الأنعكــاس الأرضــىI_E كمــا هو مبين فى Fig 5.13. المكونان I_E, I_d متساويان فى كل الاتجاهات ويســقطان علــى كــل مســاحة الشباك A بينما المركب I_D يسقط على المساحة الواقعة فى ضوء الشــمس A_s. وعلــى ذلك فإنه سيؤثر بحرارة مقدارها($I_D.A_s$.) من هذه الحرارة سوف ينفذ كمية حــرارة = مقدارهــا (τ A_s. I_D).أمــا الجزء الممتص فمقداره(a. A_s. I_D) سوف ينفذ منها إلى المكــان جــزء مقــداره ($a.h_s$ A_s. I_D) بــالحمل حيث hc النسبة المئوية للحمل. المكونان I_E, I_d يؤثــران علــى مســاحة الشــباك الكلية A وتكون الحرارة المكتسبة من نفاذهما هىτ **(I_D+ I_E)A** والأمتصاص هى **a (I_d+ I_E) A** ثم الأشعاع بالحمل **(I_d+ I_E) A** hc .

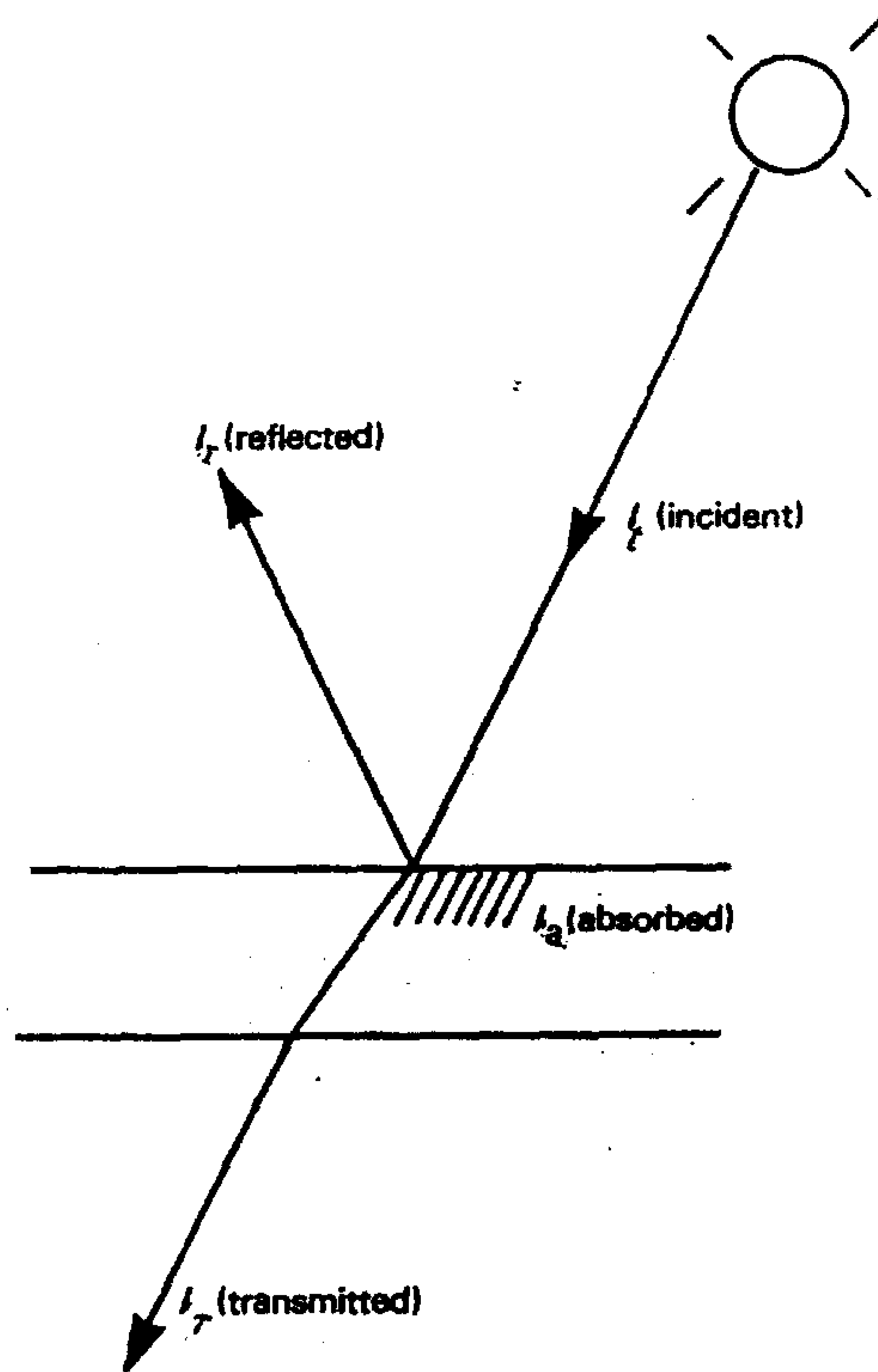


Figure 5.12 Incident solar radiation components

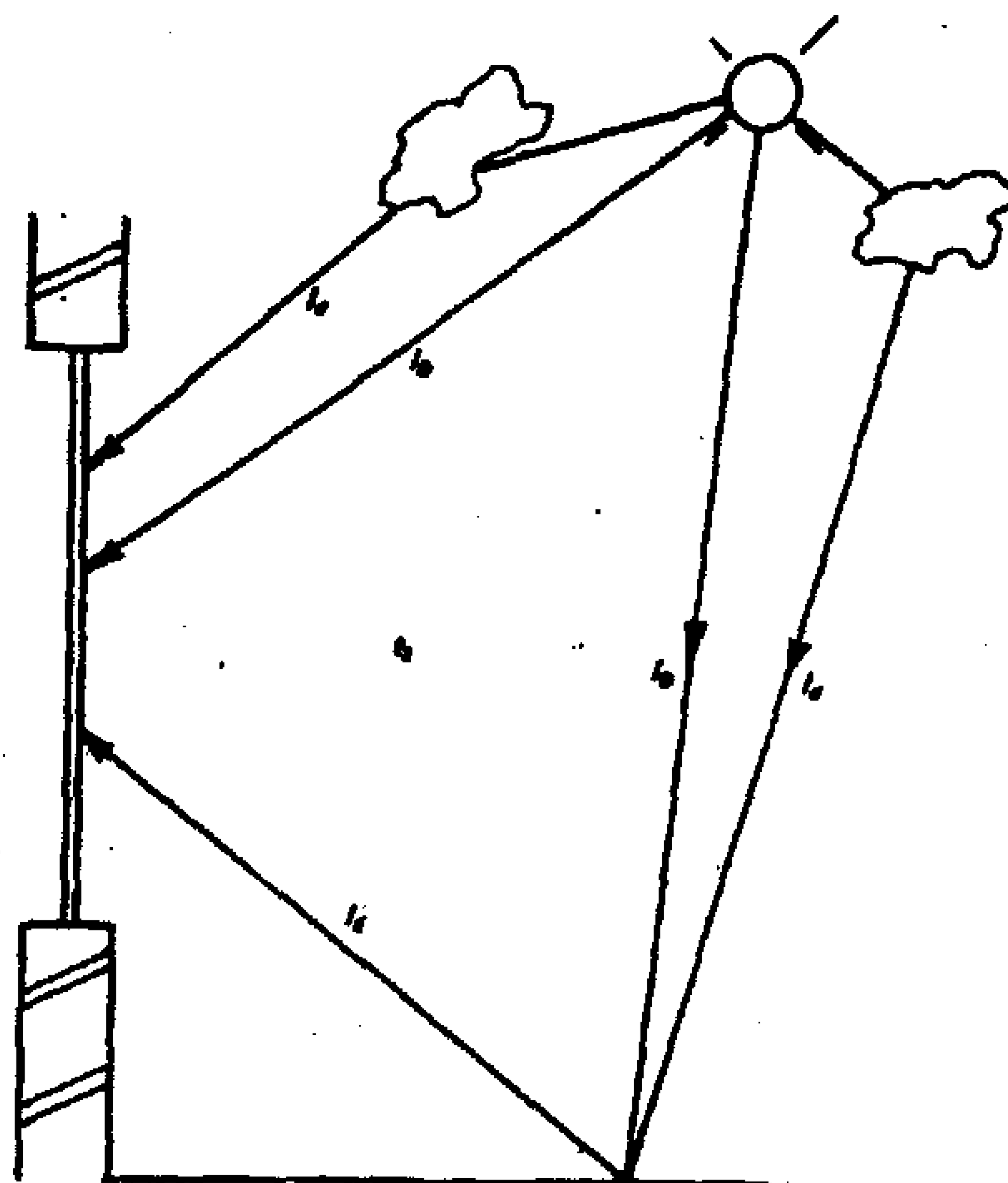


Figure 5.13 The forms of solar irradiance strinking a window

الحرارة الكلية المكتسبة من الأشعاع الشمسى هى .

$$q_{g(so)} = \tau . A_s . I_D + h_c . a . A_s I_D + \tau A (I_d + I_E) + hc . a (I_d + I_E) A \qquad (5.12)$$

كمية الحرارة المكتسبة عن طريق الأشعاع الشمسى يضاف إليها كمية الحرارة المكتسبة بواسطة الزجاج بتأثير فوق درجة الحرارة t_2 , t_1 أى $q_g = UA\ (t_2-t_1)$

القيم I_D , I_d & I_E تعيين كما سبق بيانه .

Example 5.5

A window 2.3m long and 1.8m high receives 443 W/m^2 direct solar radiation normal to the window , 95 W/m^2 diffuse, and 63 W/m^2 ground reflected solar irradiance. If, τ , **a** and **hc** are 0.45, 0.42 and 65%, respectively. Determine the solar heat gain to the room. Neglect shading

من البيانات السابقة نجد أن :

I_D= 443 W/m^2 I_d = 95 W/m^2, I_E = 63 W/m^2

τ = 0.45 a = 0.42 h_c = 0.65 A = A_s = 4.14m^2

يتطبق المعادلة (5.12)

$$q_{g(so)} = \tau . As. I_D + h_c . a. A_s . I_D + \tau . A (I_d + I_E) + h_c . a (I_d + I_E)A$$

$$= 0.45\times 4.14\times 443 + 0.65 \times 042 \times 4.14 \times 443 + 0.45 \times 4.14(95+63)$$

$$+ 065 \times 042(95+63) \times 4.14 = 1799 \text{ W}$$

فى المثال السابق نجد أن التأثير الأعظم يعود إلى الأشعاع الشمسى المباشر I_D. هذا التأثير يمكن إضعافه باستخدام زجاج مزدوج وبذلك تقل كمية الحرارة المكتسبة. هذا التأثير يمكن تقيمه بمعامل أكتساب الأشاعة الشمسية Solar gain factor S وهو مدرج فى Table 5.14 .

وعلى ذلك فإن الحرارة المكتسبة بتأثير الشمس خلال الزجاج والمقدرة بالمعادلة (5.12) يمكن تعديلها إلى

$$q_{g(so)} = SA_s\ I_D + SA (I_d + I_E) \qquad (5.13)$$

Table 5.14 Solar Factor S for various Type of Glassing and shading.

Position of shading and type of sun protection		Solar gain factors* (S) for the following window types	
Shading	**Type of sun protection**	**Single**	**Double**
None	none	0.76	0.64
	lightly heat-absorbing glass	0.51	0.38
	densely heat-absorbing glass	0.39	0.25
	lacquer-coated glass, grey	0.56	—
	heat-reflecting glass, gold (sealed unit when double)	0.26	0.25
Internal	dark green open weave plastic blind	0.62	0.56
	white venetian blind	0.46	0.46
	white cotton curtain	0.41	0.40
	cream holland linen blind	0.30	0.33
Mid-pane	white venetian blind	—	0.28
External	dark green open weave plastic blind	0.22	0.17
	canvas roller blind	0.14	0.11
	white louvred sunbreaker, blades at 45°	0.14	0.11
	dark green miniature louvred blind	0.13	0.10

Table 5.15 Shading Coefficient

Type of glass	Thickness, mm	Shading Coefficient				
		No indoor shading	Venetian blinds		Roller shades	
			Medium	Light	Dark	Light
Single glass						
Regular sheet	3	1.00	0.64	0.55	0.59	0.25
Plate	6-12	0.95	0.64	0.55	0.59	0.25
Heat-absorbing	6	0.70	0.57	0.53	0.40	0.30
	10	0.50	0.54	0.52	0.40	0.28
Double glass						
Regular sheet	3	0.90	0.57	0.51	0.60	0.25
Plate	6	0.83	0.57	0.51	0.60	0.25
Reflective	6	0.2-0.4	0.2-0.33			

Example 5.6

Calculate the solar heat gain through a window 1.8m x 1.2m single glazed with heat reflecting glass, if the direct solar irradiance normal to the window is 440 W/m^2 and the diffuse and earth reflecting are 150 and 70 W/m^2, repectively.

$A = A_s = 1.8 \times 1.2 = 2,16 m^2$

من Table 5.14 نجد أن S= 0.26

وبتطبيق المعادلة (5.13)

$$q_{g(so)} = SA\, I_D + SA\,(I_d + I_E)$$
$$= SA\,(I_D + I_d + I_E)$$
$$= 0.26 \times 2.16\,[\,440 + 150 + 70\,] = 371 \text{ W}$$

ومن ذلك يتضح تأثير الزجاج العاكس على تقليل الحرارة المكتسبة من الشمس

5.4.5.2 Shading coefficient — 5.4.5.2معامل التظليل

إذا كان S يستخدم لتصحيح الحرارة المكتسبة بواسطة الزجاج فى حالة استخدام زجاج مزدوج فإن معامل التظليل (SC) يستخدم لتصحيح هذه القيم للأنواع الأخرى من الزجاج وكذلك فى حالة استخدام ستائر داخلية. قيم SC يمكن الحصول عليها من Table 5.15 وبذلك تكون الحرارة المكتسبة فى الشمس خلال الزجاج هى :

$$q_{g(so)} = I_t \,.\, A \times SC \qquad \text{W} \qquad (5.14)$$

5.4.5.3 حرارة الشمس المكتسبة خلال الحوائط والأسقف

5.3.5.4 Solar heat gain through walls and roofs.

الحوائط والأسقف عادة غير شفافة وعلى ذلك فإن حرارة أشعة الشمس ستنفذ إلى الداخل بالتوصيل هذا بالإضافة إلى الحرارة المنتقلة نتيجة فرق درجة الحرارة (الوسط الخارجى وداخل المكان). يمكن تقدير محصلة هذا العاملين يلى :

أشعة الشمس الكلية I_t تسقط على الجدار (Fig 5. 14) الواقع تحت تأثير درجة حرارة الوسط الخارجي t_2 وكذلك أشعة الشمس I_t. إذا تصورنا درجة الحرارة التي تجمع هذان التأثيران هي t_{eo} حيث درجة حرارة السطح الخارجي هي t_{so} درجة حرارة الطبقة الجدارية للهواء.هي t_2 وأن المقاومة الحرارية لتلك الطبقة هي R_{so} فإن كمية الحرارة المنتقلة خلال تلك الطبقة هي $(t_2 - t_{so}/R_{so})$. إذا اضفنا كمية الحرارة النافذة خلال الجدار وهي $(a I_t - \varepsilon I_L)$ حيث a معامل الامتصاص ، ε معامل الأشعاع ، I_L الأشعة المرتدة من السطح الخارجي فإن الحرارة الكلية يمكن التعبير عنها بالمعادلة .

$$q_{W(SO)} = \frac{t_2 - t_{SO}}{R_{SO}} + (aI_t - \varepsilon I_L) \quad W \qquad (5.15)$$

$q_{w(so)}$ يمكن التعبير عنها أيضا بالمعادلة

$$q_{W(SO)} = \frac{t_{eO} - t_{SO}}{R_{SO}} \quad W \qquad (5.16)$$

مساواة المعادلتين (5.16) ، (5.15) نجد أن

$$t_{eo} = t_2 + R_{so}\,(a\,I_t - \varepsilon\,I_L) \qquad (5.17)$$

حيث t_{eo} هي عبارة عن درجة حرارة تخيلية تسمى درجة حرارة (الشمس – الهواء)

Solar- air temperature

I شدة الأشعة المرتدة وتقدر بـــ 100 W/m^2 للأسطح الأفقية وتتلاشى للأسطح الرأسية = صفر

مكن اعتبار أن ε = a ويمكن الحصول عليها من Table 5.16

R مقاومة الطبقة الجدارية يمكن الحصول عليها طبقا لطبيعة السطح من Table 5.17 .يمكن حصول على الحرارة الكلية المكتسبة خلال الحائط بتأثير فرق درجة الحرارة $(t_2 - t_1)$ لإضافة إلى حرارة الشمس بالمعادلة

$$q_{(so+tr)} = UA\,(t_{eo} - t_1) \qquad (5.18)$$

هي نفسها

$$q_{(so+tr)} = UA\,(t_{eo} - t_2) + UA\,(t_2 - t_1) \qquad (5.19)$$

$t_{SO} = (t_{eo} - t$ فرق درجة الحرارة الناتج عن تأثير الشمس. إذا تعذر حسابها يمكن حسابها يبا بالمعادلة

$$\Delta t_{sol} = 0.75\,\frac{I_t . a}{23.3}\ , C^{\circ} \qquad (5.20)$$

Table 5.16 Absorption coefficient (a) for solid Building Surfaces.

Material	Absorption coefficient *a*
BRICKS:	
white glazed	0.25
fletton light	0.4
fletton dark	0.65
stafford blue	0.9
white sand-lime	0.4–0.5
red sand-lime	0.55–0.7
STONE:	
limestone	0.3–0.5
white marble	0.45
red granite	0.55
ROOFS;	
concrete tiles	0.65
asphalt	0.9
grey slates	0.8–0.9
red tiles	0.4–0.8
asbestos sheets, natural colour	0.6
galvanised iron	0.65
lead sheeting	0.8
mortar screed	0.8
aluminium	0.2
copper (tarnished)	0.65
whitewashed roof or white tile	0.3–0.5
WATER:	
1 m thick	0.56
2 m thick	0.61
3 m thick	0.64

Table 5.17 Values of the Outside surface Resistance (Rso)

Building element	Emissivity of surface	Surface resistance for stated exposure (m^2 K/W)		
		Sheltered	Normal	Severe
Wall	High	0.08	0.06	0.03
	Low	0.11	0.07	0.03
Roof	High	0.07	0.04	0.02
	Low	0.09	0.05	0.02

Example 5.7

Brick wall of surface area 57.2m² has a U – value of 3 W/m²C°. It receives a total solar irradiance of 583 W/m² normal to the surface, if the inside space temperature is 21C° and the outside ambient is 33C°, determine the solar and transmission heat gain through the wall.

بتطبيق المعادلة (5.17)

$$t_{eo} = t_2 + R_{so} (aI_t - \varepsilon I_L)$$

للحائط الرأسي $I_L = 0$ من Table 5.17 مقاومة الطبقة الجدارية $R_{so} = 0.06\ m^2\ K/W$

من Table 5.16 $a = 0.63$ كقيمة متوسطة بين 0.7 و 0.55

وحيث أن $I_t = 583\ W/m^2$ ، $t_2 = 33\ C°$ ، $t_1 = 21C°$

$$t_{eo} = 33 + 0.06\,(0.63 \times 583) = 55C°$$

كمية الحرارة الكلية بالمعادلة (5.18)

$$q_{(so+tr)} = U \cdot A\,(t_{eo} - t_1)$$
$$= 3 \times 57.2\,(55 - 21) = 5834,4 \quad W$$

باستخدام المعادلة (5.19)

$$q_{(so+tr)} = U\,A\,\Delta t_{so} + U\,A\,(t_2 - t_1)$$
$$= 3 \times 57.2 \times 11.82 + 3 \times 57.2\,(33 - 21) = 5804 \quad W$$

حيث

$$\Delta t_{so} = 0.75\,\frac{I_t \times a}{23.3}$$
$$= 0.75\left(\frac{583 \times 0.63}{23.3}\right) = 11.82\,C°$$

ومن ذلك نجد أن الفرق بين الطريقتين ضئيلا لا يتعدى 0.5%

Example 5.8

Determine the transmission and solar heat gain through a flat 5m x20m asbestos sheet roof of a building when the outside and inside temperature are 35 C° and 23 C°, respectively. The U- value of the structure is 2W/m²C° and the incident total solar radiation normal to the roof is 627 W/m².

$\varepsilon = a = 0.6$ — من Table 5. 16

$R_{so} = 0.04\ m^2\ K/W$ — من Table 5. 17

$A = 5 \times 20 = 100\ m^2$

$I_L = 100\ W/m^2$ — للأسقف

بتطبيق المعادلة

$$t_{eo} = t_2 + R_{so}(aI_t - \varepsilon\ I_L)$$

$$= 35 + 0.04\ (0.6 \times 627 - 0.6 \times 100) = 47.65\ C^\circ$$

بتطبيق المعادلة 5.18

$$q_{(so+tr)} = U\ A\ (t_{eo} - t_i)$$

$$= 2 \times 100\ (47.65 - 23) = 4930\quad W$$

Example 5.9

Calculate the transmission and the solar heat gain in a room on an intermediate floor of a building , located in Cairo. The room being 10m x5mx3m high, on the corner of the building with the longer of the two walls facing 20° East of South and the other wall facing 70° West of South.

A 6m × 2.5m high double window blinds is located in the longer wall.

Data thermal resistance of wall = $0.53 m^2K/W$. U – value of window = 3.3 $W/\ m^2.\ C^\circ$. Inside and outside surfaces convective heat transfer coefficients are 8 & $11 W/\ m^2K$, respectively. Outside air temperature t_2 = 27C°. Room temperature t_1 = 20C°. Solar azimuth = 135° West North. Absorption coefficient of wall **a** = 0.8. Solar gain factor for double- glassed window with internal venation blinds = 0.46.

بالرجوع إلى Fig 5. 15 نعين الزاوية السمتية Solar Azimuth

$\gamma = 360° - 135° = 225°$

زاوية الحائط السمتية للجانب A وذلك بدوران الزاوية عكس عقارب الساعة إلى المحور الشمالي

$\delta_A = 180° - 20° = 160°$

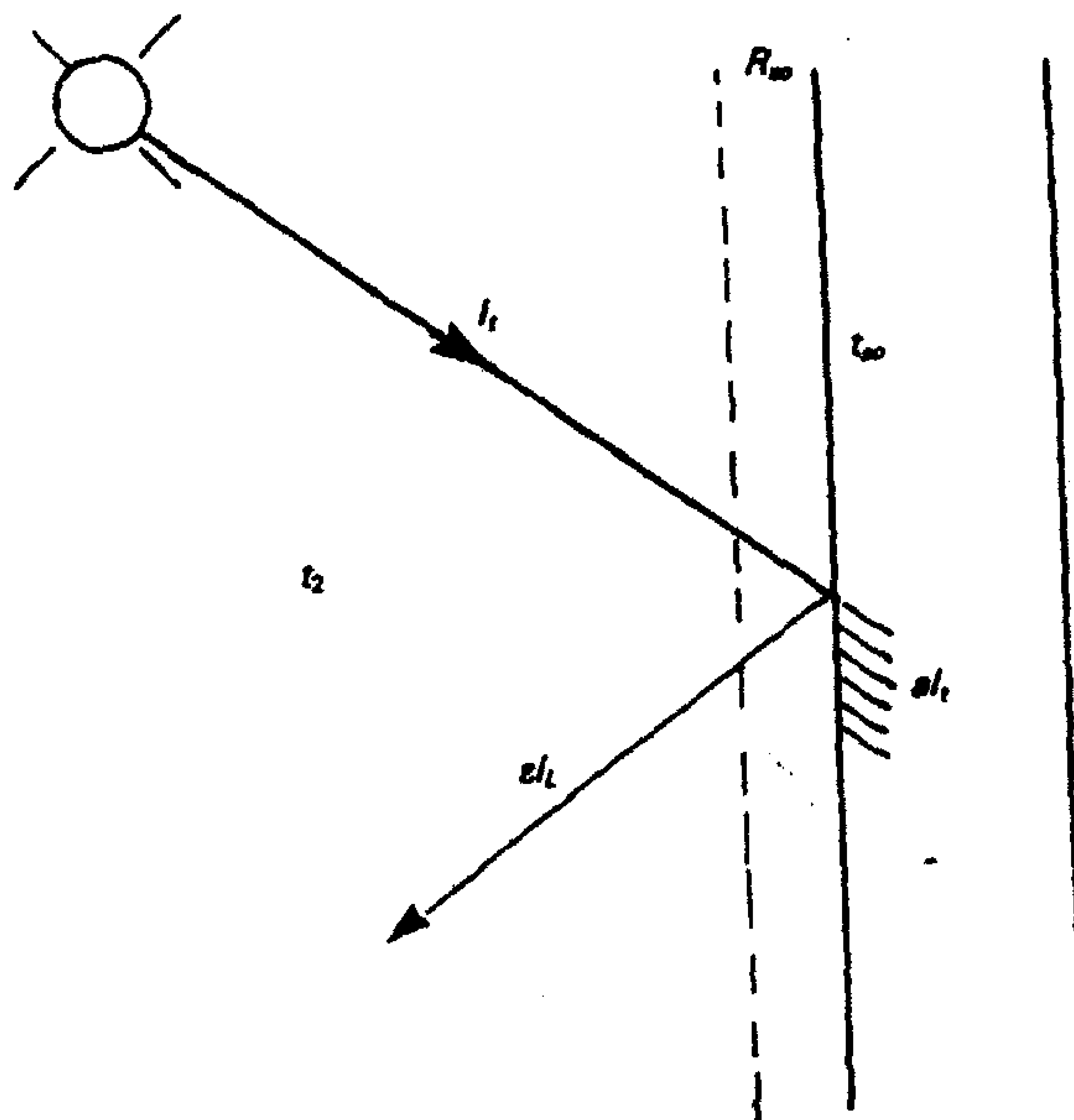


Figure 5.14 Representation of the sol- air components

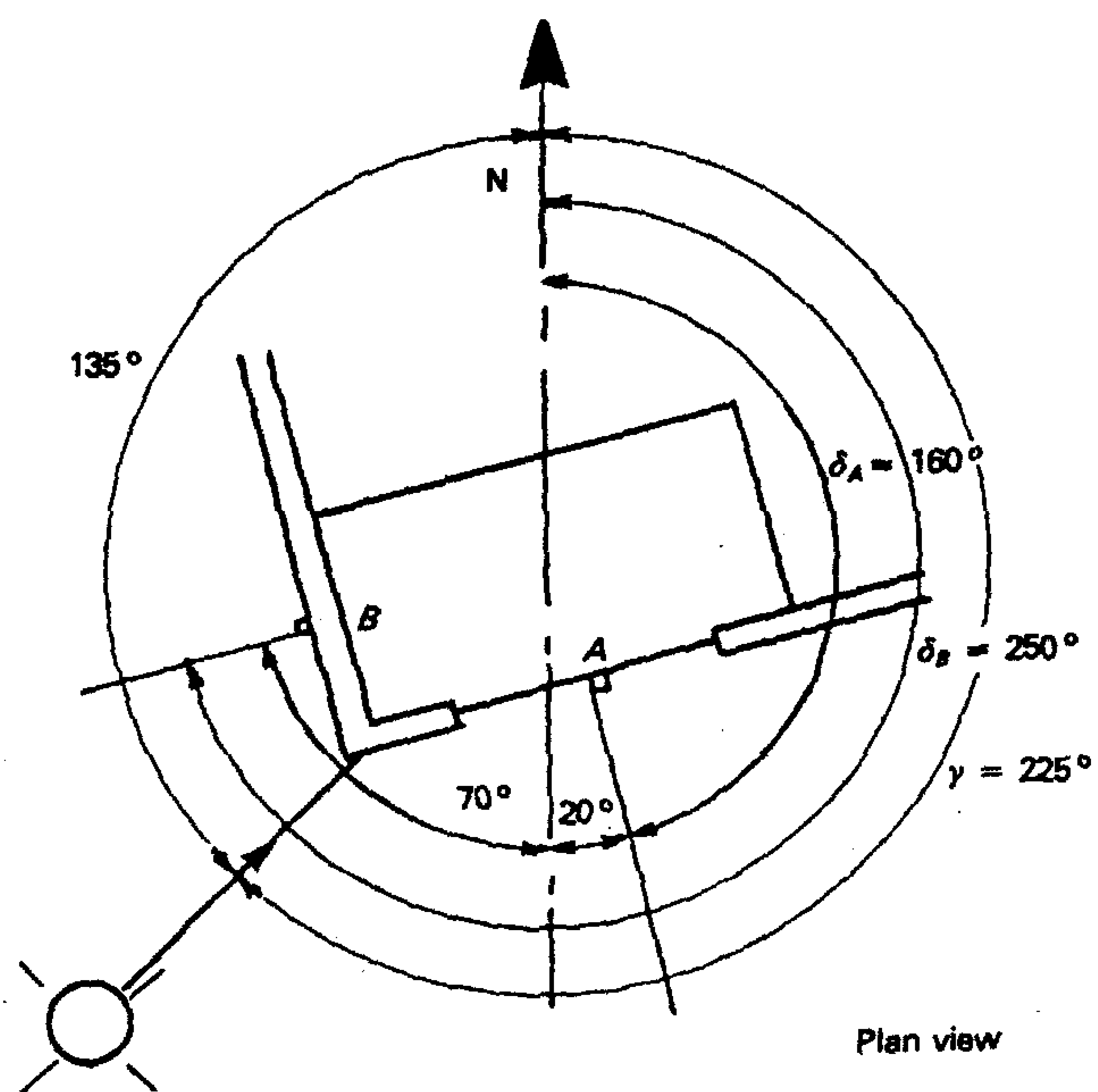


Figure 5.15 Plan view of solar angles in Example 5.

زاوية الحائط السمتية للجانب B

$\delta_B = 180° + 70° = 250°$

زاوية الحائط الشمسية solar - wall angle

وهى الفرق المطلق بين الزاوية السمتية γ وزاوية الحائط السمتية δ

للحائط A $\quad \alpha_A = |\gamma - \delta_A| = |225 - 60°| = 65°$

للحائط B $\quad \alpha_B = |\gamma - \delta_B| = |225 - 250| = 25°$

بمعلومية زاوية ارتفاع الشمس $\beta = 70°$

من Table 5. 11 الأشعاع الشمسى المشتت الأفقى $I_{dH} = 335 W/m^2$

من Table 5. 12 الأشعاع المباشر الأفقى $I_{DH} = 855 W/m^2$

حيث أن مدينة القاهرة ترتفع عن سطح البحر بـــ 100 m فإن ka = 1

حيث أن مناخ مدينة القاهرة متوسط الحرارة

$k_D = 0.5 \qquad , k_d = 1 \qquad , k_r = 0.2$

شدة أشعة الشمس الأفقية

$I_{tH} = k_a (k_D I_{DH} + k_d \ I_{dH})$

$= 1 (0.5 \times 855 + 1 \times 335) = 762.5 \ W/m^2$

وبمعلومية $\alpha = 65°$ ، $\beta = 70$ من Table 5.13 نحصل على

للحائط A $\quad I_{DV} = 130 \ W/m^2, \quad \& \quad I_{dv} = \frac{1}{2} I_{dH} = 167.5 \ W/m^2$

للحائط B بنفس الطريقة عند $\alpha = 250°$ ، $\beta = 70°$

$$I_{Dv} = \frac{295 + 270}{2} = 282.5 W / m^2, \quad \& \ I_{dv} = \frac{1}{2} I_{dH} = 167.5 \ W/m^2$$

شدة الأشعة الرأسية للحائط A

$$I_{tv} = k_a \left(k_D . I_{DV} + k_d I_{dv} + 0.5 k_r I_t \right)$$

$= 1 (0.5 \times 130 + 1 \times 167.5 + 0.5 \times 0.2 \times 762.5) = 308 \ W/m^2$

شدة أشعة الشمسية الرأسية للحائط B

$I_{tv(B)} = 1.0 (0.5 \times 282.5 + 1 \times 167.5 + 0.5 \times 0.2 \times 762.5) = 385 \ W/m^2$

للحائط A مساحة الشباك

$A_{win} = 6x*2.5 = 15m^2$

$A_w = 10 x 3 - 15 = 15m^2$

$q_{(so+tr)} = S A I_{DV} + SA (I_{dv}+ I_E)+ UA (t_2 - t_1)$

$= S A I_{tv} + UA (t_2 - t_1)$

$= 0.46 \times 15 \times 308 + 3.3 \times 15 (27 - 20) = 2471.7 W$

لحساب الحرارة بتأثير الشمس وبتأثير فرق درجة الحرارة $(t_2 - t_1)$

نحسب أولا U للحائط A $\quad$ W/m² C $\quad U = \frac{1}{\Sigma R} = 1/\left(\frac{1}{8} + 0.53 + \frac{1}{11}\right) = 1.34$

درجة الحرارة t_{eo} من المعادلة

$t_{eo} = t_2 + R_{so}.\ a \times I_{tv} = 27 + \frac{1}{11} \times 0.8 \text{ x } 308 = 49.4C°$

$q_{(so+ tr)} = U.,A (t_{eo} - t_1)$

$= 1.34 \times 15 (49.4 - 20) = 590.94W$

للحائط B

$A_{wall} = 5x\ 3 = 15m^2$

$t_{eo} = 27 + \frac{1}{11} \times 0.8 \text{ x } 385 = 55C°$

$q_{(so+ tr)} = 1.34 \text{ x } 15 \text{ x } (55 - 20) = 703.5 W$

الحــرارة الكلــية المكتســبة بتأثــير فــرق درجات الحرارة والأشعاع الشمسى. هى الحرارة خلال الزجاج والحرارة خلال الحائط A والحائط B

$q_t = 2471.7 +570.94 +703.5 = 3746 \quad W$

5.5 *Infiltration and Ventilation Load* حرارة التسرب والتهوية 5.5

التسرب **Infiltration** يعــرف التســرب بأنــه الدخــول الحــر الغير متحكم فيه للهواء الخــارجى مباشــرة إلى المكان وذلك بتأثير الرياح أو تيارات الحمل كنتيجة لاختلاف درجة حرارة الهــواء الخــارجى والداخلــى. هــذا الدخــول يــتم خلال الفتحات والشقوق نتيجة وجود الأبواب والشبابيك.

التهوية Ventilation تعرف التهوية أنها بالدخول المقصود للهواء الخارجى للمكان غالبا بوسائل ميكانيكية.

فى المبانى التجارية والمؤسسات وأماكن الإقامة من المناسب التحكم فى دخول الهواء الخارجى وذلك بغرض تحقيق التهوية المناسبة والاقتصاد فى استخدام الطاقة .

حيث أن التسرب Infiltration يتعذر التحكم فيه فإنه يمكن تقليله وذلك باستخدام الدهاليز فى مداخل المبانى Vestibules أو أبواب دوارة Revolving doors وكذلك بأحكام النوافذ والأبواب أو باستخدام ستائر عازلة.

بصرف النظر عن طريقة دخول الهواء الخارجى إلى المكان المكيف فإنه يعمل على تغيير درجة حرارة ورطوبة المكان مما يستدعى الأخذ فى الاعتبار التغير فى الحرارة المحسوسة أو الكامنة كما يلى :

حمل الحرارة المحسوسة للتهوية Ventilation Sensible Heat Load

$$q_{v(s)} = m_a \cdot C_p \, \Delta t_{o-i} \qquad (5.21)$$

حمل الحرارة الكامنة للتهوية Ventilation Latent Heat Load

$$q_{v(l)} = m_a \times \Delta W_{o-i} \, h_{fg} \qquad (5.22)$$

حيث ma معدل تدفق كتلة الهواء

$$m_a = \rho Q \qquad kg/s \qquad (5.23)$$

ρ كثافة الهواء kg/m^3

Q_a معدل التدفق الحجمى للهواء m^3/s

Cp السعة الحرارية للهواء Cp = 1.005 kJ /kg- C

Δt فرق درجة الحرارة (الخارجى - الداخلى) C°

ΔW فرق نسبة الرطوبة للهواء (الخارجى - الداخلى)

h_{fg} الحرارة الكامنة النوعية للهواء

ونظرا لصعوبة تحديد كمية الهواء اللازمة فإنه تستخدم طرق معدلات التهوية لتحديد معدل التدفق الحجمى للهواء $Q, m^3/s$ وبالتالى كتلة الهواء m_a kg/s كالآتى :

5.5.1 طريقة تغيير الهواء *5.5.1 Air - change method*

هــذه الطــريقة تعتمد على الخبرات المتراكمة التى تضع معيارا لعدد مرات تغيير هواء المكان طبقا لنوعية المكان والنشاط الذى يمارس فيه .

$$Q = \frac{V \times N}{3600} \quad , \quad m^3/s \qquad (5.23)$$

حيث V حجم المكان m^3

N عدد مرات تغيير هواء المكان يمكن الحصول على هذا المعدل من Table (5.18)

5.5.2 طريقة الشقوق *5.5.2 Crack method.*

الشــقوق تقــاس عــادة حــول إيطار (محيط) الشبابيك القابلة الفتح خلال هذه الشقوق ينفذ الهواء الخــارجى إلــى الداخل – هذا يتطلب معرفة تصميم الشبابيك الخاصة بالمبنى – ولهذا تستخدم هذه الطــريقة عــندما يكــون مخطــط تركيــب الشبابيك معروفا وفى العادة هذه الطريقة تهمل الأبواب وبعض الفتحات الإنشائية.

تقدر معدل تسرب الهواء m^3/s Q

$$Q = \sum_{1=1}^{n} P_w \times \zeta_{wi} \times 10^{-3}, \quad m^3/s \qquad (5.25)$$

حيث P_{wi} عبارة من محيط الشباك m ,

ζ معــدل التســرب خــلال المتر الطولى من الشقوق مقدر بــ L/s ويتوقف على تصميم الشباك على سرعة الهواء المحيط بالشباك ويمكن الحصول عليه من (Table 5.19)

..5.5 معدل التهوية لشاغلى المكان *5.5.3Occupancy ventilation rate*

ـــدل الـــتهوية لشاغلى المكان يتوقف على استخدام المكان وكذلك على مستوى التدخين فى المكان نعيين بالمعادلة

$$Q = n \times \left(\frac{L}{s.per}\right) \times 10^{-3}, \frac{m^3}{s} \qquad (5.26)$$

Table 5.18 Air- Change rate N/h for Infiltration Air

Type of building	Air infiltration rate (per hour)	Type of building	Air infiltration rate (per hour)
Assembly halls, lecture halls	½	Hotels:	
		bedrooms (standard)	1
Banking halls:		bedrooms (luxury)	1
large (height > 4 m)	1	public rooms	1
small (height < 4 m)	1½	corridors	1½
Bars, canteens and dining rooms	1	Law courts	1
Churches and chapels:		Libraries:	
up to 7000 m³	½	reading room (height <4 m)	¾
> 7000 m³	¼	stack rooms	½
vestries	1	store rooms	¼
Dining and banqueting halls	½	Offices:	
Flats, residences and hostels:		general	1
living rooms	1	private	1
bedrooms	½		
bed-sitting rooms	1	Restaurants and tea shops	1
bathrooms	2		
lavatories and cloakrooms	1½	Schools and colleges:	
entrance halls and foyers	1½	classrooms	2
public rooms	1	lecture rooms	1
		studios	1
Hospitals:			
operating theatre suite	½	Shops and showrooms:	
		small	1
		large	½
		department store	¼
		Swimming baths:	
		changing rooms	½
		bath hall	½

Table 5.19 Infiltration Rates (Crack Method)

Type of window	Remarks	Wind velocity m/s					
		2.5	5.0	7.5	10	12.5	15
Double hung wood sash windows, unlocked.	around frame in masonry wall, not calked	9.8	24.6	41.4	55.9	82.1	107.8
	around frame in masonry wall, calked	2.9	5.7	7.8	10.4	13.3	15.6
	around frame in wood frame construction	6.5	18.7	33.9	51.3	70.0	93.3
	total for average window, non-weatherstripped, 1.5 mm crack and 1.5 mm clearance; includes wood frame lockage	18.8	64.7	119.0	181.2	244.5	311.0
	ditto, weatherstripped	13.5	38.3	72.0	108.7	148.2	191.6
	total for poorly fitted window, non-weatherstripped, 2.5 mm crack and 2.5 mm clearance; includes wood frame lockage	80.3	207.2	326.5	453.0	586.0	723.0
	ditto, weatherstripped	18.9	56.9	103.8	154.2	215.4	276.0
Double hung metal windows	non-weatherstripped, locked	58.2	116.4	181.2	248.5	323.6	398.6
	non-weatherstripped, unlocked	58.3	134.5	216.0	309.5	406.5	507.5
	weatherstripped, unlocked	19.4	56.7	94.0	136.0	180.8	222.6
Rolled section steel sash windows	industrially pivoted 1.5 mm crack	46.4	326.5	523.0	710.0	896.0	1083.0
	architectural projected 1.0 mm crack	43.1	100.4	181.8	236.5	308.5	378.5
	architectural projected 1.5 mm crack	63.4	156.6	242.0	339.0	439.0	530.0
	residential casement, 0.5 mm crack	19.2	56.9	97.4	136.0	176.0	218.4
	residential casement, 1.0 mm crack	42.8	94.8	158.2	225.8	302.2	383.0
	heavy casement section, projected 0.5 mm crack	9.8	30.3	52.9	81.9	111.9	144.9
	heavy casement section, projected 1.0 mm crack	23.8	68.3	113.2	163.2	218.0	271.8
Hollow metal	vertically pivoted window	93.2	246.6	406.0	577.0	738.0	902.0

حيــث n عــدد الأشــخاص المتواجديــن فى المكان (L/s. per) معدل التهوية للشخص الواحد فى الثانية مقدرة باللترات . ويمكن الحصول عليه فى Table 5.20

5.5.4 معدل التهوية لمساحة المكان 5.5.4 *Space area ventilation rate*

فــى بعض الأحيان قدي يلجأ المهندسون لحساب معدل الهواء الخارجى تأسيسا على مساحة أرضية الغرفة أو المكان ويعبر عنها بالمعادلة :

$$Q_v = A_f \times \left(\frac{L}{s..m^2}\right), \quad m^3/s \qquad (5.27)$$

حيث A_f مساحة أرضية المكان بالمتر المربع

$L/(s,m^2)$ معدل التهوية للمتر المربع الواحد فى الثانية ويمكن الحصول عليه فى Table5. 20

ممــا سبق يتضح أنه توافرت البيانات اللازمة يحسب معدل التهوية بالطرق الأربعة السابقة شرحها ويؤخذ فى الاعتبار أكبر قيمة .

Example 5.10

A lecture theater of 18.73m × 8.5m × 3.4m height is to be maintained at 25C°db and 18C°wb . the outdoor conditions are 35C°db &40% RH. The theater has 3 aluminum – glass windows of 4.95m × 1,25m dimension each. The theater services 112 person. Calculate.

I. The maximum outdoor air requirement using the following methods:

- air change method
- space area method
- crack method.
- occupancy ventilation rate method.

II. Ventilation heat gain

أولا : طريقة تغيير هواء المكان

$$Q = \frac{W \times b \times h \times N}{3600} \qquad m^3/s$$

$$= \frac{18.73 \times 8.52 \times 3.4 \times 0.5}{3600} = 0.075 m^3/s$$

من Table 5. 17 عدد مرات تغيير الهواء في الساعة: N= 0.5

ثانيا : طريقة مساحة المكان

من Table 5. 20 معدل تهوية المكان للمتر المربع في الثانية : $L/(s.m^2) = 5$

$Q_a = A_f \times L/(s.m^2)$

$= (18.73 \times 8.52) \times 5.10^{-3} = 0.79\ m^3/s$

ثالثا: طريقة معدل التهوية لشاغلى المكان

$$Q = n \times \frac{L}{(s.per)}$$

من Table 5. 20 معدل التهوية للشخص الواحد في الثانية : $n = 112$ & $L/s.\ Per = 3.5$

$Q_a = 112 \times 0.0035 = 0.392 m^3/s$

رابعا طريقة الشقوق :

$Q_a = \Sigma P_{wi} \times \zeta_{win}$

من Table 5.19 معدل التسرب للمتر الطولي في الثانية: $\zeta = 0.0098\ m^3/s\ m$

$\Sigma P_w = 3\ [2(4.95 + 1.25)] = 37.2\ m$

$Q_a = 37.2 \times 0.0098 = 0.364\ m^3/s$

نختار أكبر قيمة هي : $Q_a = 0.79\ m^3/s$

حرارة التهوية المحسوسة $q_{v(s)}$

$q_{v(s)} = Q.\ \rho\ .\ Cp\ (t_o - t_i)$

$= 0.79 \times 1.2 \times 1.005\ .\ 10^3\ (35 - 25) = 9527\ w$

حرارة التهوية الكامنة $q_{v(l)}$

$q_{v(l)} = Q\ .\ \rho\ (W_o - W_i) \times h_{fq}$

$= 0.79 \times 1.2\ (0.0142 - 0.010) \times 2450\ 10^3 = 9763\ W$

حيث من خريطة السيكرومترى

$W_i = 0.01$ kg wv / kg d.a , & $W_o = 0.0142$ kg wv / kg d.a

Table 5.20 Ventilation Rates for Occupancy and Space Area

Application	*Smoking*	*L/(s. person*		Space area L/(s.m²)
		Recommended	*Minimum*	
Apartment				
Average	Some	9.4	4.7	2
Deluxe	Some	9.4	4.7	2
Banking space	Occasional	4.7	3.5	1.0
Barber shops	Considerable	7.0	4.7	1.35
Beauty parlors	Occasional	4.7	3.5	
Brokers board rooms	Very heavy	23.5	9.7	5.2
Cocktail bars	Very heavy	19	12	4.0
Corridors				1.3
Department stores	None.	3.5	2.4	0.26
Director room	Extreme.	24	14	4
Drug stores	Considerable	4.7	3.5	1.0
Hotel rooms	Heavy	14	12	1.72
Kitchens				10
Restaurant		10	7.5	21
Residence		9	7	10.4
Laboratories	Some	9.4	7	2
Meeting room	Very heavy	24	14	6.5
Offices				
General	Some	7	4.7	1.35
Private	None	12	7	1.35
Private	Considerable	14	12	1.35
Cafeteria	Considerable	5.6	4.7	1.0
Dinning room	Considerable	7	5.6	1.35
School room	None	4.7	3.5	3
Shop, retail	None	3.5	2.4	3
Theater	Some	7	4.7	5
Toilets (exhaust)				10.4

5.6 Occupancy Heat Gain   5.6 حرارة شاغلى المكان

تــتحق راحــة الإنســان فـــى المكـــان عندما تتعادل الحرارة المتولدة فى جسم الإنسان مع الحرارة المنبعــثة مـــنه للمكان . الحرارة تنبعث من جسم الإنسان نتيجة فرق درجة حرارة الجسم (37C°) وحــرارة المكـــان (لا تــزيد عن 27C°) وتتراكم فى المكان وتعمل على رفع درجة حرارته. هذه الحــرارة تعتــبر حــرارة محسوســة . شـــاغلوا المكان أيضا يفرزون العرق الذى يتبخر من جسم الإنســان فــيزيد بذلــك مكـــون الــرطوبة الذى يجعل تكثيفها للتخلص منها أمرا حتميا . الحرارة المصـــاحبة لذلــك هى حرارة كامنة. كمية الحرارة المنبعثة من جسم الإنسان تعتمد بالدرجة الأولى علـــى النشـــاط الـــذى يقـــوم به شاغلوا المكان. أما مقدار كل منهما فيعتمد كذلك علىٰ درجة حرارة المكـــان وفترة تواجدهم . حيث أنه بأرتفاع درجة حرارة المكان يزداد مقدار مكون الحرارة الكامنة ويمكن الرجوع إلى Table5. 21 هذا المكون يحسب لحمل التبر يد فقط.

Table 5.21 Heat Emission for human body, (W/per)

Application			Sensible(s) and latent (l) heat emissions, W, at the stated dry-bulb temperatures, °C									
Degree of activity	Typical	Total	15		20		22		24		26	
			(s)	(l)	(s)	(l)	(s)	(l)	(s)	(l)	(s)	(l)
Seated at rest	theatre, hotel lounge	115	100	15	90	25	80	35	75	40	65	50
Light work	office, restaurant*	140	110	30	100	40	90	50	80	60	70	70
Walking slowly	store, bank	160	120	40	110	50	100	60	85	75	75	85
Light bench work	factory	235	150	85	130	105	115	120	100	135	80	155
Medium work	factory, dance hall	265	160	105	140	125	125	140	105	160	90	175
Heavy work	factory	440	220	220	190	250	165	275	135	305	105	335

وتقدر الحرارة المحسوسة $q_{p(s)}$ والكامنة لشاغلى المكان (n) من الأشخاص بالمعادلات .

$$q_{p(s)} = n \times (W/per)_s \quad W \qquad (5.28)$$

$$q_{p(l)} = n \times (W/per)_l \quad W \qquad (5.29)$$

حيـــث $(W/per)_s$ ، $(W/per)_l$ معـــدل الحرارة المحسوسة والكامنة المنبعثة من الشخص الواحد وتقدر من Table 5.21

Example 5.11

An office has four typists and an overseer, together with two messenger. Estimate the occupancy heat gain if the space temperature is 24C°.

أولا : يجب تحديد نوع النشاط فنجد أن Typist يقوم بعمل خفيف والحـرارة المنبعثة منه عنـد

$t = 24C°$ هى $(W/per)_l = 60$ W ، $(W/per)_s = 80$ W

ثانيا : المراقب يمشى ببط من Table (5.21)

$(W/per)_s = 85$W , $(W/per)_l = 75$xx

ثالثا : السعادة يقومون بعمل خفيف

$(W/per)_s = 100$ W, $(W/per)_l = 135$ W

حرارة الأشغال الكلية q_p

$$q_{p(s)} = 4 \times 80 + 1 \times 85 + 2 \times 100 = 605\ w$$

$$q_{p(l)} = 4 \times 60 + 1 \times 75 + 2 \times 135 = 585\ w$$

5.7 Lighting Heat Gain 5.7 الحرارة المكتسبة من الإضاءة

الحرارة المكتسبة من الإضاءة الصناعية يمكن تعيينها للحالات الآتية:

أولا : نظام قائم ***(An existed system)*** يمكن تعيين حرارة الإضاءة q_L التى يكتسبها المكان (صيفا) بحصر قدرات المصابيح المركبة فعلا من المعادلة

$$q_{Li(s)} = \sum_{i=1}^{n} I_{tun} + 1.25 \sum_{i=1}^{n} I_F \qquad (5.30)$$

حيث I_{tum} قوة المصابيح ذو الفتيل tungsten أو الزئبقية mercury W.

I_F قدرة لمبات الفلورسنت أما المعامل 1.25 يعبر عن تأثير مقاومة كابح التيار .

ثانيا : نظام إضاءة جديدة ***New lighting system*** فى هذه الحالة يمكن تقدير حرارة الإضاءة تقريبا فى المعادلة .

$$q_{Li(s)} = A_f \times L_i \qquad W \qquad (5.31)$$

حيث A_f مساحة أرضية المكان بالمتر المربع

L_I كثافة الإضاءة للمكـــان للمتر المربـــع وهذه المعدلات يمكن الحصول عليهـــا من Table 5.22. حرارة الإضاءة كلها محسوسة وتحسب لحمل التبريد فقط .

Table 5.22 Typical Lighting Power Density. (W/m^2)

Building type	L_I , W/m^2
Office	19-25
Store spaces	28-33
Shopping small malls	11-17
Fast food restaurant	14-22
Warehouse storage	11-17
Library	24-29
Public assembly	17-22
Hospital	26-29

5.8 حرارة المعدات والموتورات

5.8Motors and Equipment Heat Gain

المـــراوح وكثـــير من الآلات والماكينات تدار بواسطة الموتورات من خلال صندوق تروس أو سير نـــاقل أو مـــن خـــلال ودمـــلة Coupling انخفـــاض كفاءة هذه الموتورات ناتج عن فقدان الطاقة الكهربائـــية خـــلال الـــدوران أو نتيجة الفقد الميكانيكى بالاحتكاك. هذا الفقد فى الطاقة يكون حرارة يكتسبها المكان. يمكن تقدير الحرارة التى يكتسبها المكان فى الحالات الآتية :

(1) إذا كانت المعدة المدارة والموتور داخل المكان

$$q_E = \Sigma P / \eta i \qquad W \qquad (5.30)$$

Table 5.23 Sensible and Latent Heat Emissions From Standard appliances

Appliances	Dimensions (mm × mm × mm)	Heat output (kW) Sensible (s)	Latent (l)
COMPUTERS			
small display	1620 × 1850	0.5	
small printers	700 × 1200	0.7	
medium printers	700 × 1200	1.1	
store–medium disc	850 × 2200	5.8	
ELECTRICAL COOKING			
coffee brewers 2.5 litre		0.3	0.1
grill, meat	360 × 360	1.2	0.6
toaster, continuous	380 × 380	1.5	0.4
toaster, pop-up	150 × 280	0.7	0.2
MISCELLANEOUS			
hair dryer, blower		0.7	0.1
hair dryer, helmet		0.6	0.1
permanent wave machine		0.3	0.1
pressurised instrument washer/steriliser	270 × 270 × 541	3.5	7.0
steriliser, dressing	400 × 600	2.8	2.6
steriliser, water 45 litre		1.2	4.8
steriliser, instrument	250 × 300 × 900	3.0	2.7
GAS APPLIANCES			
grill-top burner	560 × 360 × 430	4.4	1.1
stove per m top surface		11.0	11.0
large Bunsen burner		1.0	0.3

Table 5.24 Average Efficiencies for Electric Motors

Motor output rating		Average values for motor efficiency (η_m)			
		d.c.	a.c.		
h.p.	kW		Single phase	Two phase	Three phase
1	0.75	0.76	0.65	0.73	0.74
5	3.75	0.83	0.78	0.84	0.85
10	7.50	0.86	0.81	0.87	0.88
20	15	0.88	0.83	0.88	0.90
50	38	0.90	0.85	0.91	0.91
75	56	0.92	0.86	0.92	0.92

حيث P قدرة المعدة بالوات يمكن الحصول على بعض قيم المعــدات الأكثر استعمـــالا من Table 5. 23

η كفاءة الموتور ويمكن الحصول عليها من Table 24 طبقا لنوع التيار الكهربائى (مباشر أو متردد) وكذلك عدد الأوجه (Phase) وقدرة الموتور.

(II) **إذا كانت الموتور خارج المكان والمعدة المدارة داخل المكان .**

$$q_E = \Sigma P \qquad (5.33)$$

(III) **إذا كان الموتور داخل المكان والمعدة المدارة خارج المكان**

$$q_E = \left(\frac{1-\eta}{\eta}\right)P \qquad (5.34)$$

الحرارة السابقة كلها حرارة محسوسة وتحسب فى حالة التبريد فقط .

(IV) حرارة معدات الطهى (Cooking Equipment)

حرارة معدات التجميل وأفران الغاز Gas appliances بجانب الحرارة المحسوسة تشع أيضا حرارة كامنة كما هو واضح فى Table 5.23 .

(V) **مكاتب تحت الإنشاء** يمكن حساب الحرارة المعدات تأسيسا على مساحة أرضية المكان كالتالى:

$$q_E = A_f \times W/m^2 \qquad (5.35)$$

حيث W/m^2 هي معدل قدرة المعدات لكل متر مربع لمساحة الأرضية كما فى Table 5. 25

Table 25 Equipment Heat Gain Rate, W/m^2

Type of work Environment	W/m^2
General office with only a few typewriters , computers	2.8-11
Offices where most workers have P/C Room dedicated to large main frame	11-33
Computers	166-555
Laboratories	55-220
Manufacturing Plant	55-500

5.9 Heating and Cooling Loads حساب حمل التبريد والتدفئة 5.9

أولا : حساب حمل التبريد ***Cooling load calculation*** عند حساب حمل التبريد يؤخذ في الاعتبار مصادر الحرارة الآتية:

I- **انتقال الحرارة خلال الجدران** ***Transmission through wall*** المقصود بالجدران الحوائط والأبواب والأرضية والسقف والنوافذ وهذا الحمل نتيجة فرق درجة الحرارة داخل وخارج المكان. هذه الحرارة كلها محسوسة.

II- **حمل المسالك** ***Duct Heat Load*** يتم حساب الحرارة المكتسبة خلال حركة الهواء بالمسالك بواقع 10% من إجمالي الحرارة المكتسبة خلال الجدران . وهي كلها حرارة محسوسة

III- **حمل حرارة بتأثير الأشعاع الشمسي** ***Solar radiation load*** وذلك بحساب الحمل الحراري الناتج في تأثير على أشعة الشمس ويتم ذلك بالأسلوب التالي:

1- يتم حساب كثافة (شدة) الأشعاع الشمسي سواء على الأسطح الأفقية أو الرأسية وذلك بمعلومية زوايا الشمس الرئسية للمكان والظروف المناخية وكذلك موقع المكان بالنسبة لمستوى البحر وكذلك للزجاج.

2- يتم حساب الحرارة المكتسبة من الأشعاع الشمسي على الجدران والأسقف المعرضة مباشرة للأشعاع الشمسي .

3- يحسب تأثير الشمس على الزجاج.

4- يؤخذ أكبر تأثير على حائط واحد (يشمل أيضا الزجاج) والسقف إذا كان معرضا تعريضا مباشرا للسقف هذه الحرارة كلها محسوسة .

IV- **حساب حمل التهوية أو التسرب** ***Infiltration & Ventilation load*** يتم حساب حمل التهوية وذلك أولا بتقدير أكبر كمية لازمة من الهواء الخارجي من خلال معدلات التهوية المعروفة وهي : عدد مرات تغيير هواء المكان Air change method خلال الشقوق crack، معدل التهوية لمساحة الأرضية Floor area rate وكذلك معدلات التهوية لشاغلي المكان Occupancy ventilation rate وأختيار أكبر كمية هواء محسوبة من الطرق السابقة يتبع ذلك حساب الحرارة المحسوسة وكذلك الحرارة الكامنة .

V- **حرارة شاغلى المكان** ***Occupancy Heat Gain*** تحسب كمية الحرارة المكتسبة من شاغلى المكان على أساس أكبر تواجد للناس ومستوى النشاط الإنسانى فى هذا المكان. هذه الحرارة محسوسة وكامنة.

VI- **حرارة الإضاءة** ***Lighting Load*** يتم حساب قدرة اللمبات الموجودة حسب نوعها إذا كان نظام الإضاءة قائمة وإن يكن كذلك يؤخذ فى الاعتبار المعدلات اللازمة للإضاءة طبقا لاستخدام المكان. حرارة الإضاءة كلها محسوسة.

VII- **حرارة المعدات** ***Equipment Load*** إذا كانت الحرارة منبعثة من الموتورات أو المعدات فهى حرارة محسوسة أما إذا كانت الحرارة منبعثة من معدات طهى فهى حرارة محسوسة وحرارة كامنة .

وأخيرا يتم جمع كل من الحرارة المحسوسة والكامنة من المصادر المختلفة ثم يتم حساب معامل الحرارة المحسوسة SHF.

<u>ثانيا</u> : حساب حمل التدفئة ***Heating load calculation*** يتكون حمل التدفئة من العناصر الآتية فقط

I- حرارة مفقودة من المكان خلال الجدران Transmission heat loss نتيجة فرق درجة الحرارة داخل وخارج المكان . ويؤخذ فى الاعتبار الأبواب والنوافذ والأسقف والأرضيات هذه الحرارة كلها محسوسة .

II- فقد حرارى نتيجة حركة الهواء خلال المسالك Duct heat loss هذه الحرارة تقدر بحوالى 10% من المكون السابق وهذا المكون حرارة محسوسة فقط.

III- حرارة التهوية والتسرب Ventilation & Infiltration heat loss حرارة مفقودة نتيجة التهوية والتسرب وتلك عبارة عن حرارة محسوسة وكامنة ويتم تقديرها كما سبق مبينا فى حمل التبريد.

يتم بعد ذلك حساب الحرارة المحسوسة الكلية والحرارة الكامنة الكلية من المصادر المختلفة ويتم حساب معامل الحرارة المحسوسة SHF.

قد يتطلب الأمر حسابات سريعة أولية بغرض تحديد أقتصاديات مشروع لتكييف هواء مبنى. لتحقيق ذلك يمكن عمل الحسابات السريعة لأحمال التبريد التقريبية بالإستعانة بمعدلات التبريد

الواردة فى Table 5.26 للمبانى المختلفة طبقا للأنشطة وعلى ضوئها يتم تحديد قدرة المعدات اللازمة لذلك.

Table 5.26 Building cooling load Rate

Building application	W/m^3
I Loop Buildings : Outer zone with glass area of	
25%	94
50 %	132
75	150
Internal zone	86
Conference hall	150-190
Computer hall	190-380
II Hoteles	
Single person room	1.7 kW/ per room
Double person room	2.6 kW/per room
Public room	114-190
Resturant	150 -265
Cafeteria	150-190
III Malls Underground and first floors	132 -150
Second and upper floors	94 – 132
IV SHOPS	150
V Bank hall	132-176
VI Flat	76-94
VII Theater	0.18 kW/ Per a seating person
VIII One – stage Buildings	
Motele	76-94
General purpose shop	94-132

Example 5.11

An educational theatre is located in a Faculty of Engineering at Alexandria. The dimensions of the theatre are shown in Fig 5.16. The southern side is facing to the outside of the building, while the northern side is facing to a corridor which temperature is 29C°. The space above-ceiling temperature is 29C°. The inside conditions are : 25C° db. And 18C°wb. The ambient conditions are: summer 35C°db and 24C°wb. and winter are 10C°db & 40% RH. The U- values for walls, ceiling, floor, glass and doors are 1.61, 1.74, 1.74 5.9 and 2.09,W/m²K respectively. The ceiling height is 3.4m. Calculate the cooling and heating load for the theatre. Necessary data will be given (or assumed) throughout the solution.

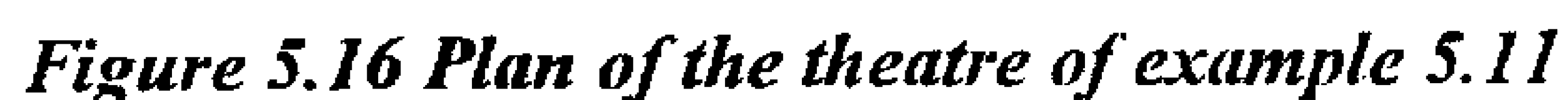


Figure 5.16 Plan of the theatre of example 5.11

أولا حمل التبريد

I– الحرارة المتنقلة خلال الجدران Transmission load يمكن حسابها بالمعادلة

$q_{tr} = A \times U \times (t_o - t_{in})$

قيم الحرارة المتنقلة خلال الجدران المحسوبة بالمعادلة السابقة مع إهمال حرارة الأرضية مبينة في Table 5. 27 وهى كلها حرارة محسوسة.

Table 5.27 : Heat Gain by Transmission for Educational Theatre

Orientation	A		U	t_o-t_i	q_{tr}
	m^2		W/m^2.C°	C°	W
N	18.73 x 3.4-(3x2.25+1.2x2.25)	52.43	1.61	29-25	338
E	8.52 x 3.4	28.97	1.61	29-25	187
S	18.73 x 3.4-3(4.95x 1.25)	45.12	1.61	35-25	726
W	8.52 x 3.4	28.97	1.61	29-25	187
Ceiling	18.73 x 8.52	159.6	1.74	29-25	1111
Floor	18.73 x 8.52	159.6	1.74	0	0
Glass S	3(4.95 x 1.25)	18.56	5.9	10	109.5
Floor	3 x 2.25 +1.2 x 2.25	9.45	2.09	4	7.9
Total					Σ3802W

II– حرارة المسالك ***Duct load*** تقدر كمية هذه الحرارة بـــ 10% من حرارة الجدران أى أن q_d = 380 W وهى كلها حرارة محسوسة

III- حرارة مكتسبة من الأشعاع الشمسى Solar gain وتحسب بالمعادلة

$$q_{so} = U_w.A_w.\Delta t_s + A_g \times q_q \times SC_q \qquad (A)$$

الأشعاع الشمس يكون على الجانب الجنوبى فقط. إذا فرضنا أن الأشعاع الكلى $I_{t(w)}$=385 W/m^2 ، معامل الأمتصاص a = 0.65 بذلك يمكن حساب Δt_s كما يلى :

$$\Delta t_s = 0.75 \frac{I.a}{23.3} = 0.75 \times 385 \times 0.65 / 23.3 = 8.1\ C°$$

وبافتراض أن $I_{t(g)} = 238\ W/m^2$, $SC = 0.65$

بالتعويض فى A نجد أن

$$q_{so} = 1.61 \times 45.12 \times 8.1 + 18.56 \times 238 \times 0.65 = 3460\ W$$

وهى كلها حرارة محسوسة

IV- حرارة الأشغال Occupancy Load نعين حرارة الأشغال المعادلات

$$q_{p(s)} = (W/per)_s \times n = 70 \times 112 = 7840\ W$$

$$q_{r(l)} = (W/per)_l \times n = 45 \times 112 = 5040\ W$$

حيث n عدد الأشخاص $n = 112$

من Table 5.23 للأشخاص جالسون براحة فى مسرح وعند درجة حرارة $t_{db} = 25\ C°$

$(W/per)_s = 70$, $(W/per)_l = 45$

V – حرارة الإضاءة المكتسبة Lighting heat gain حيث أن المكان لم يجهز بعد يمكن تقدير الحمل المكتسب من الإضاءة كما يلى :

$$q_L = A_f \times L_I =$$
$$= (18.73 \times 8.52) \times 22 = 3509\ W$$

حيث L_I معدل الإضاءة للأماكن العامة من Table 5. 22 $L_I = 22 W/m^2$

وهى كلها حرارة محسوسة

VI- حرارة التهوية Ventilation Heat Gain

حرارة التهوية الكلية (B) ,W $q_{v(t)} = m_a (h_o - h_i)$

حرارة التهوية المحسوسة

(C) , W $q_{v(s)} = m_a . Cp. (t_o - t_{in})$

حرارة التهوية الكامنة (D) , W $q_{v(l)} = q_{v(t)} - q_{v(s)} =$

مقدار كمية الهواء Qm^3/s يتم حسابها بالطرق الآتية :

1- ***عدد مرات تغيير الهواء (N)***

$$Q_a = \frac{width \times length \times height \times N}{3600}$$

من Table 5.18 نجد أن $N = ½$

$$Q_a = \frac{18.73 \times 8.52 \times 3.4 \times 0.5}{3600} = 0.075 m^3/s$$

$$m_a = \frac{Q_a}{v} = \frac{0.075}{0.8} = 0.0937 kg/s$$

2- طريقة معدل أرضية المكان ***Space area rate method***

$Q_a = A \times (L/m^2) \times 10^{-3}$ m^3/s

من Table 5.20 للأماكن العامة $L/m^2s = 1.35$

$Q_a = 159.6 \times 1.35 \times 10^{-3} = 0.215$ m^3/s

$m_a = 0.215/0.8 = 0.269$ kg/s

3- طريقة الشقوق ***Crack method***

$$Q_a = \Sigma p_{wind} \times \zeta_{wind}$$

من Table 5. 19 نجد أن عند سرعة رياح 2.5m/s للشباك المعدنى $\zeta_{win} = 6.5 L/sm$

وحيث أن طول الشقوق فى النوافذ الثلاثة 37.2 m

$Q_a = 37.2 \times 19.4 \times 10^{-3} = 0.24$ m^3/s

$m_a = 0.24 \div 0.8 = 0.302$ kg/s

معدل التهوية لشاغلي المكان Person ventilation rate

$Q_a = n$ [L/s. per]

$= 112 \times 3.5 \times 10^{-3} = 0.392$ m^3/s

$m_a = 0.392 \div 0.8 = 0.49$ kg/s

من Table 5. 20 للمسرح وللغير مدخنين نجد $\frac{L}{s.per} = 3.5$

نأخذ فى الاعتبار $Q_a = 0.392$ m^3/s & $m_a = 0.49$kg/s . (أكبر كتلة وحجم هواء تهوية)

ومن خريطة السيكرومتري: $h_o = 72$ kJ/kg & $h_i = 51$kJ/ kg

وبالتعويض فى المعادلات (A,B,C) نجد أن :

$q_{v(t)} = 0.49\,(72-51).10^3 = 10348$ W

$q_{v(s)} = 0.49 \times 1005\,(35-25) = 4924$ W

$q_{v(l)} = 10348 - 4924 = 5423$ W

Table 5.28 Survey of Cooling Load for The Educational Theatre.

Item	q_S , W	q_L , W	q_t , W
Transmission	3802	-	3802
Solar	3450	-	3450
Occupying	7840	5040	12880
Lighting	3509	-	3509
Ventilation	4924	5423	10348
Ducts	380	-	380
Total	23905	10463	34368

$$S.H.F = \frac{q_s}{q_t} = \frac{23905}{34368} = 0.70$$

ثانيا : حمل التدفئة Heating load

المفقد الحرارى Heat loss أو حمل التدفئة يتكون من :

I- فقد حرارى خلال الجدران Heat loss by transmission ويعين بالمعادلة

$$q_{tr} = A.U\,(t_{in} - t_o)\ , \qquad W$$

مع أهمال انتقال الحرارة خلال الأرضية . قيم درجة حرارة الطرقات 15C° وأعلى السقف20C°

الحرارة المفقودة خلال الجدران مبينه فى Table 5.29

Table 5.29 Heat Loss by Transmission

Side	A, m^2		U W/m^2K	$t_{in} - t_o$ C°	q_{tr}
N	(refer to Table 5.27)	52.43	1.61	25-15 =10	844
E		28.97	1.61	25-15 =10	466.4
S		45.12	1.61	25-10=15	1090
W		28.97	1.61	25-15=10	466.4
ceiling		159.6	1.74	25-20=5	1389
Floor		159.6	1.74	0	0
Glass		18.56	5.9	25-10=15	1643
Door		9.45	2.09	25-15=10	198
		Σq_{tr}			6097

هذه الحرارة كلها محسوسة

II- فقد حرارى خلال المسالك Duct heat loss

$q_d = (10\%)\, q_{tr} \approx 610$ W

III- حرارة مفقودة بالتهوية والتسرب Heat loss by ventilation

إذا اعتبرنا نفس معدلات التهوية كما هى صيفا فإن معدل كتلة الهواء الخارجى $m_a = 0.49$ kg/s

وعليه فإن حرارة التهوية المفقودة (الكلية)

$$q_{v(t)} = m_a (h_i - h_o)$$

$$= 0.49 \,(51 - 18) \times 10^3 = 16170 \text{ W}$$

حيث h_i, h_o من خريطة السيكرومترى لحالة الهواء الداخلى والخارجى

$$h_i = 51,\text{kJ/kg} \quad \& \; h_o = 18 \text{ kJ/kg}$$

حرارة التهوية المفقودة (المحسوسة)

$$q_{v(s)} = m_a .\, cp \,(t_{in} - t_o)$$

$$= 0.49 \times 1005 \,(25 - 10) = 7387 \text{ W}$$

حرارة التهوية المفقودة (الكامنة) .

$$q_{v(l)} = q_{v(t)} - q_{v(s)}$$

$$= 16170 - 7386 = 8783 \quad \text{W}$$

الحرارة المحسوسة الكلية

$$q_s = 6097 + 610 + 7387 = 14094 \text{ W}$$

معامل الحرارة المحسوسة SHF

$$SHF = \frac{q_s}{q_l + q_s} = \frac{14094}{(8783 + 14094)} = 0.62$$

Problems

5.1 Calculate the total thermal resistance and U-value of a 225mm thick brick wall located in a coastal region. If the area of the wall is $18.6m^2$ and the inside and outside temperatures are 21 C° and 27C°. respectively. Calculate the transmission heat gain through the wall.

5.2 A window has a resistance of $0.002m^2$ K/W and the internal and external resistances are 0.12 and 0.05 m^2K/W, respectively. Calculate the total resistance and U-value of the window. If the window dimensions are 0.6m wide and 1.5m high and the inside and outside temperatures are 21C° and 32C°, respectively. Calculate the transmission heat gain through the window.

5.3 Calculate the total solar radiation upon a horizontal surface for a low lying rural location near Rome if the solar altitude is 55° and solar azimuth is 235°.

5.4 Determine the total radiation incident upon a south facing vertical surface of a wall in Baghdad if the solar azimuth is 200°.

5.5 A south facing top-floor office show in Fig 5.17. The office is maintained in 22C° db and 50% RH. There are 4 sedentary occupants and two continuously used computers having power consumptions of 200W. There are 1.25 air change per hour due to the natural infiltration of outdoor air. The adjacent offices, corridors, and office below are maintained at the same temperature as the considered office. The U-values of glass, wall- ext, wall- int., floor, and roof are 3.3 , 0.33, 1.7 1.5 and 0.4 W/m^2 C°, respectively. The outside condition are 33C°db and 60% RH. The solar radiation intensity for

roof is 400 W/m^2 while absorption factor is 0.4. I_{glass} = 500W/m^2 and SC = 0.4. other missed data should be selected. Calculate the cooling load.

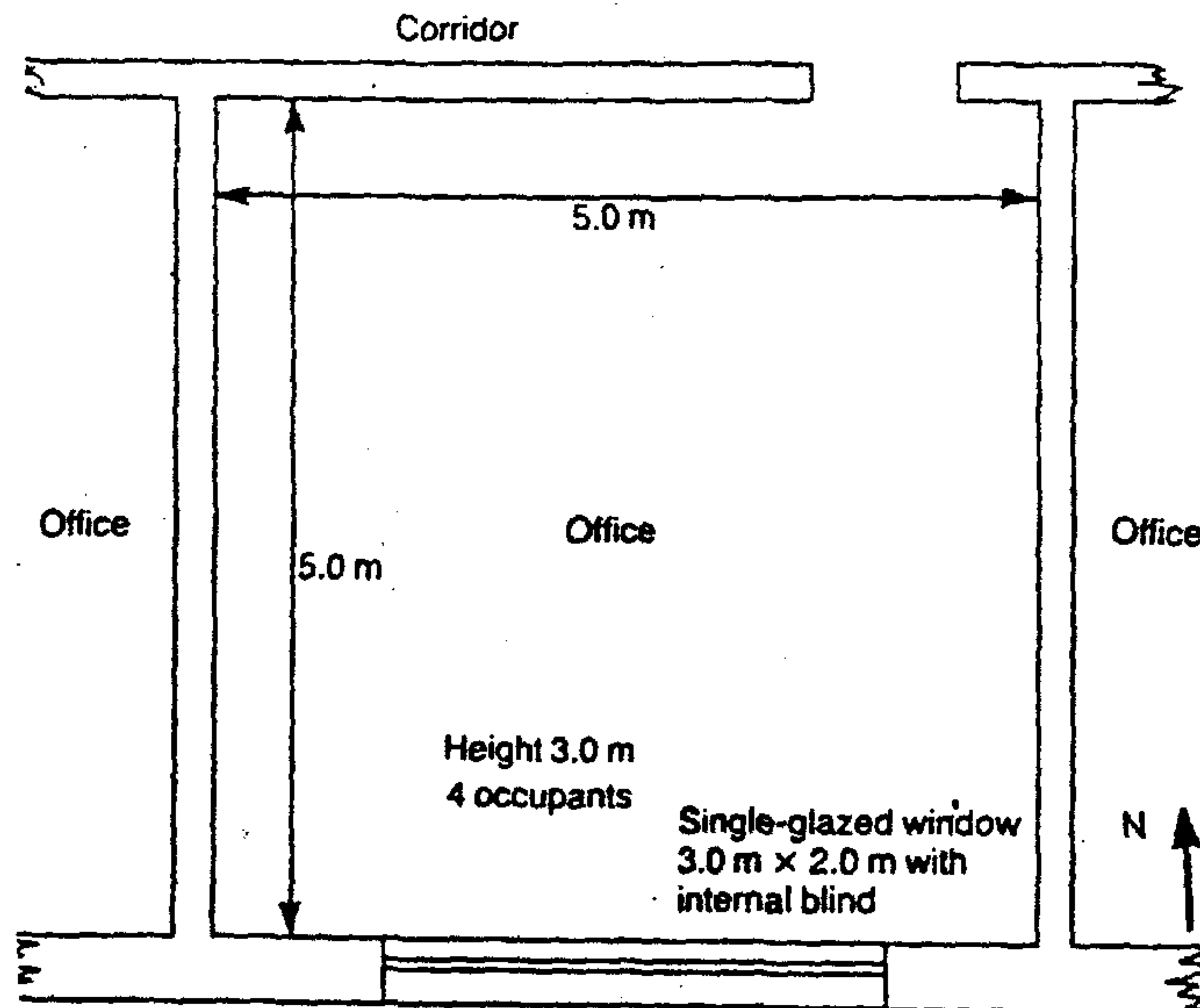


Figure 5.17 Plan of office (problem 5.5)

5.6 A south - facing Cairo office of 6m x6m x 3m high has a single- glassed clear flat window opening of 10m^2. The surrounding rooms are all similar. The are 3 occupant emitting 90W and 4 electric items of 150W each. The ventilation rate is 1 air change per hour. The U-values of glass, Ext-wall, Int. wall, floor- ceiling are, 5,7, 0.4, 1.7 , 1.7, and 1.7 W/m^{2}C, respectively. The peak solar irradiance on a south- facing vertical window is 710 W/m^2, and for the wall is 200 W/m^2. the absorption coefficient **a** is 0.6 and SC = 0.4.

The outside conditions are : 40C°db, 60%RH

The inside condition are : 25C°db, 50% RH.

The outside conditions (winter) , 15C°db & 30% RH.

Calculate the heating and cooling loads.

5.7A pubic hall 20m x 30m x 5m high serving 500 person is located in Zagazig. The inside conditions are 24C°db and 50%RH. The outside conditions are 38C°db and 70% RH summer, and 15C°db and 40%RH. winter . The outside air per occupant is $0.005 m^3/s$. the U- values for external and internal walls roof, floor, and glass are 1,1.1 1.7, 1.7 and 4 $W/m^2C°$. the lighting power is 10kW. The peak solar irradiance for roof eastern, and western sides are 400, 500 and 600 W/m^2 respectively. While $I_{glass} = 350 W/m^2$ the absorption factor **a** = 0.5 and SC = 0.4 the hall is equipped with 4 aluminum double- glassed windows 5m x 1.5m each as shown in Fig 5.18.The adjacent spaces have the same temperature as the considered hall. Calculate the cooling and heating loads.

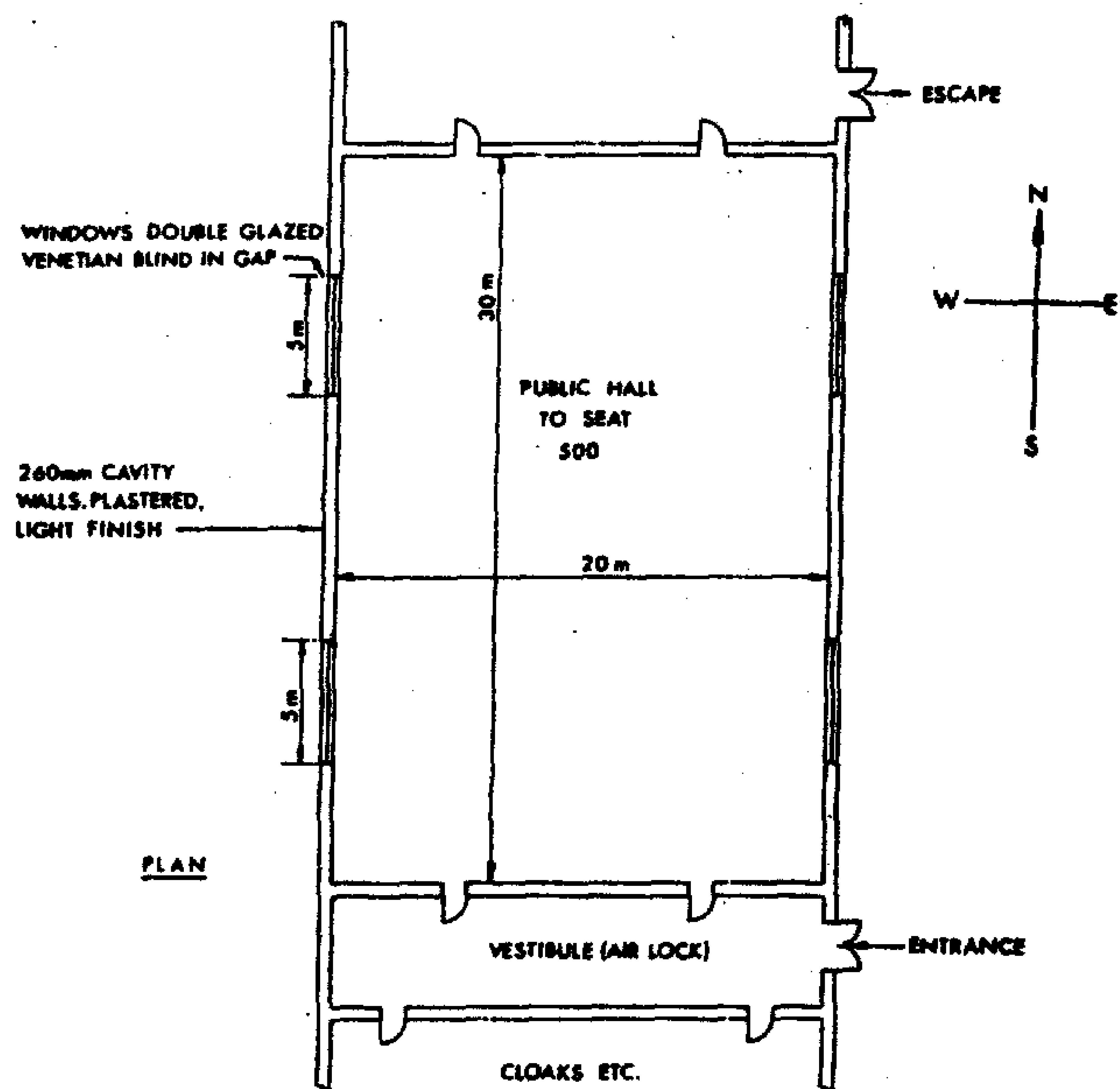


Figure 5.18 Plan of public hall problem 5.7

5.8Determine the cooling and heating loads. for the house as show in Fig 5.19. The summer conditions are: 35C°db, 24C°wb. The winter condition are: 12C°db & 40%RH. The inside conditions are 23db & 50% RH. Use the crack method to compute the infiltration heat loss or gain. 4 persons are living in the house. The U-values for walls, windows, doors, roof, floors are 1,2, 1.1, 1.7, and 7, respectively. The height of the walls is 4m. An assumed design wind speed of 10km/h. Peak solar irradiance for ceiling, Northern, Eastern, Western and Southern are 400, 150, 200, 250, 300W/m^2. For glass I_g = 380 W/m^2. The absorption factor **a** = 0.5 , while SC = 0.3. Dimension. of windows as follows : Wl: (4m × 2m), W2: (2m× 2m), W3: (1.5m × 1.2), W4 : (1.5m × lm), W5: (lm ×1.2m), W6 : (0.7m ×0.8m), W7: (1.5m× 2m), W8: (3m× 2m). All doors have the dimension of lm x 2m. Lighting heat is to be assumed based on rates considered.

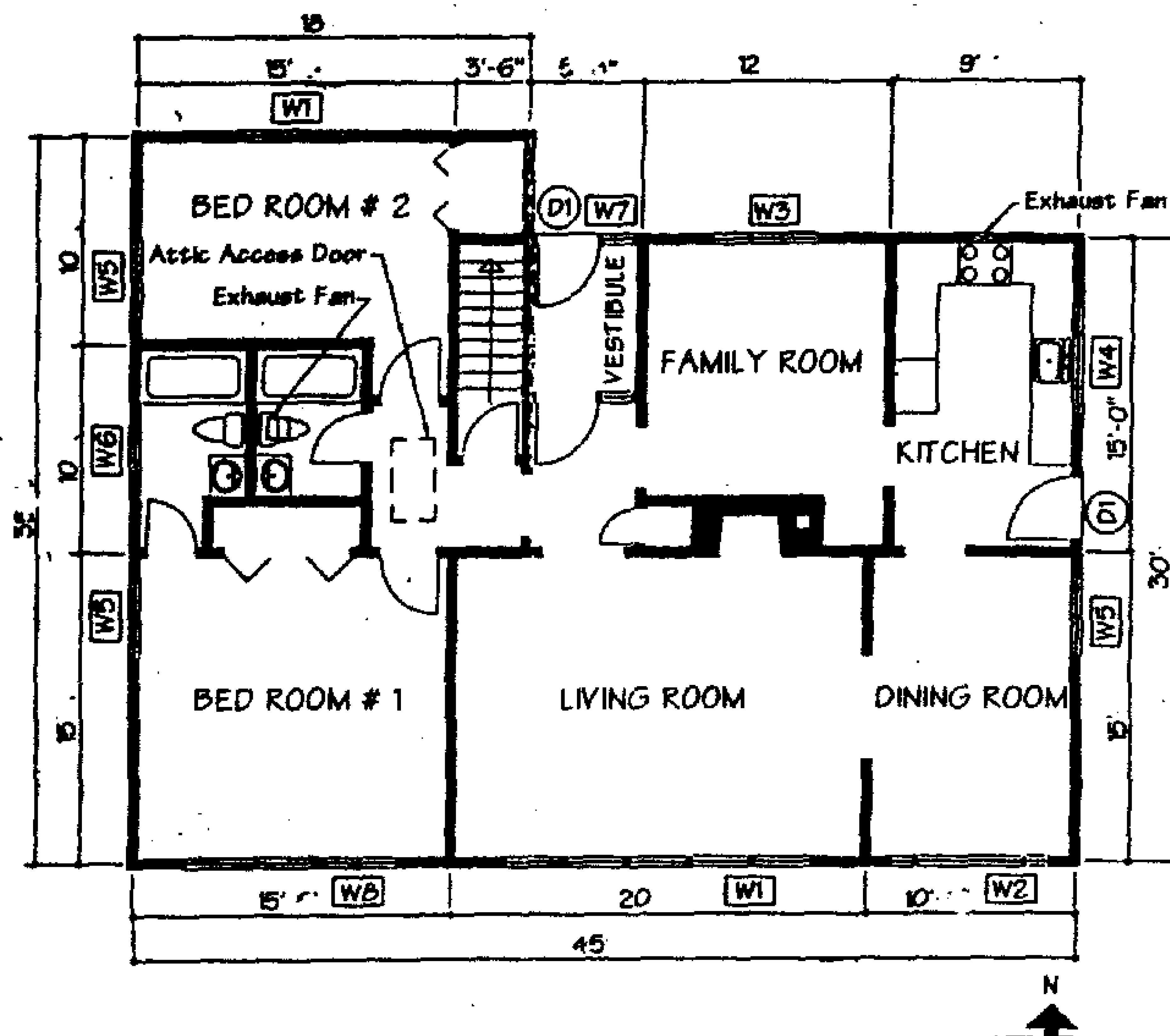


Figure 5.19Plan of a House problem 5.8

6

الأتزان الحرارى للمكان –حالة هواء التغذية

SPACE THERMAL BALANCE
SUPPLY AIR CONDITIONS

General قدمة

حـــرارة الـــتى يكتسبها المكان(صيفا) أو يفقدها (شتاءا) سواء أكانت حرارة محسوسة Sensible
. كامـــنة Latent يجـــب أن تـــتعادل بواســـطة طاقة هواء التغذية المدفوع بواسطة نظام تكييف
هواء من أجل تحقيق ظروف الراحة.

حرارة المحسوسة q_s تتكون من :

1- حرارة منتقلة خلال الحوائط، الأسقف والأرضيات .

2- حرارة الاشعاع الشمسى .

3- حرارة منبعثة من الأشخاص.

4- حرارة يحملها هواء التهوية.

5- حرارة الأضاءة والمعدات.

حرارة الكامنة q_l تتكون من:

1- حرارة يحملها هواء التهوية.

2- حرارة منبعثة من الأشخاص.

3- حرارة منبعثة من عمليات التسخين والتبخر.

6.1 Space Air Balance 6.1 الاتزان الحرارى للمكان

الاتـــزان الحـــرارى بين الحرارة المفقودة أو المكتسبة للمكان $(q_s)_R$، $(q_l)_R$ يجب أن تتعادل بطاقة هـــواء الـــتغذية $(q_s)_s$، $(q_l)_s$ ويبين Fig (6-1) الاتزان الحرارى للمكان ويمكن كتابة معادلة الأتزان كالآتى :

$$\left(\frac{q_s}{q_l}\right)_{\text{gain or loss}} = \left(\frac{q_s}{q_l}\right)_s \qquad (6.1)$$

المعادلة (6.1) يمكن أن تأخذ الصورة

$$\left(\frac{q_s}{q_l + q_s}\right)_{\text{gain or loss}} = \left(\frac{q_s}{q_l + q_s}\right)_s \qquad (6.2)$$

الحـــرارة المكتســـبة أو المفقودة بواسطة المكان Gain or loss يمكـــن تسميتهـــا حرارة الغرفـــة Room load والحـــرارة الـــتى يضـــيفيهـــا أو يـــنزعهـــا هـــواء التغذية تسمى طاقـــــة التغذية Supply energy(s) هاتان الحرارتان يجب أن يتزنا أى أن

$$\left(\frac{q_s}{q_l + q_s}\right)_R = \left(\frac{q_s}{q_l + q_s}\right)_s \qquad (6.3)$$

يمكـــن تمثـــيل الطرف الأيسر للمعادلة (6.3) على خريطة السيكرومترى Fig 6.2 فتكون نقطة (a) زاويـــة قائمـــة. ويمـــثل الخـــط ($\overrightarrow{A\text{-}S}$) الحرارة المحسوسة للغرفة $(q_s)_R$والخط ($\overleftarrow{R\text{-}A}$) الحرارة الكامنة للغرفة $(q_l)_R$ والخط ($\overleftarrow{S\text{-}R}$) الحرارة الكلية للمكان $(q_l + q_s)_R$ومن ذلك نستنتج أن :

$$\left(\frac{q_s}{q_l + q_s}\right)_R = \frac{line.AS}{line.RS} \qquad (6.4)$$

SR يســـمى خط الحرارة المحسوسة للمكان أو أختصارا خط الحجرةRoom line. هذا الخط يحدد بحالة هواء الغرفة الذى تحدده ظروف الراحة للمكان وكذلك حالة هواء التغذية الواصل للغرفة.

$\cos\theta$ يحدد معامل الحرارة المحسوسة للغرفة RSHF

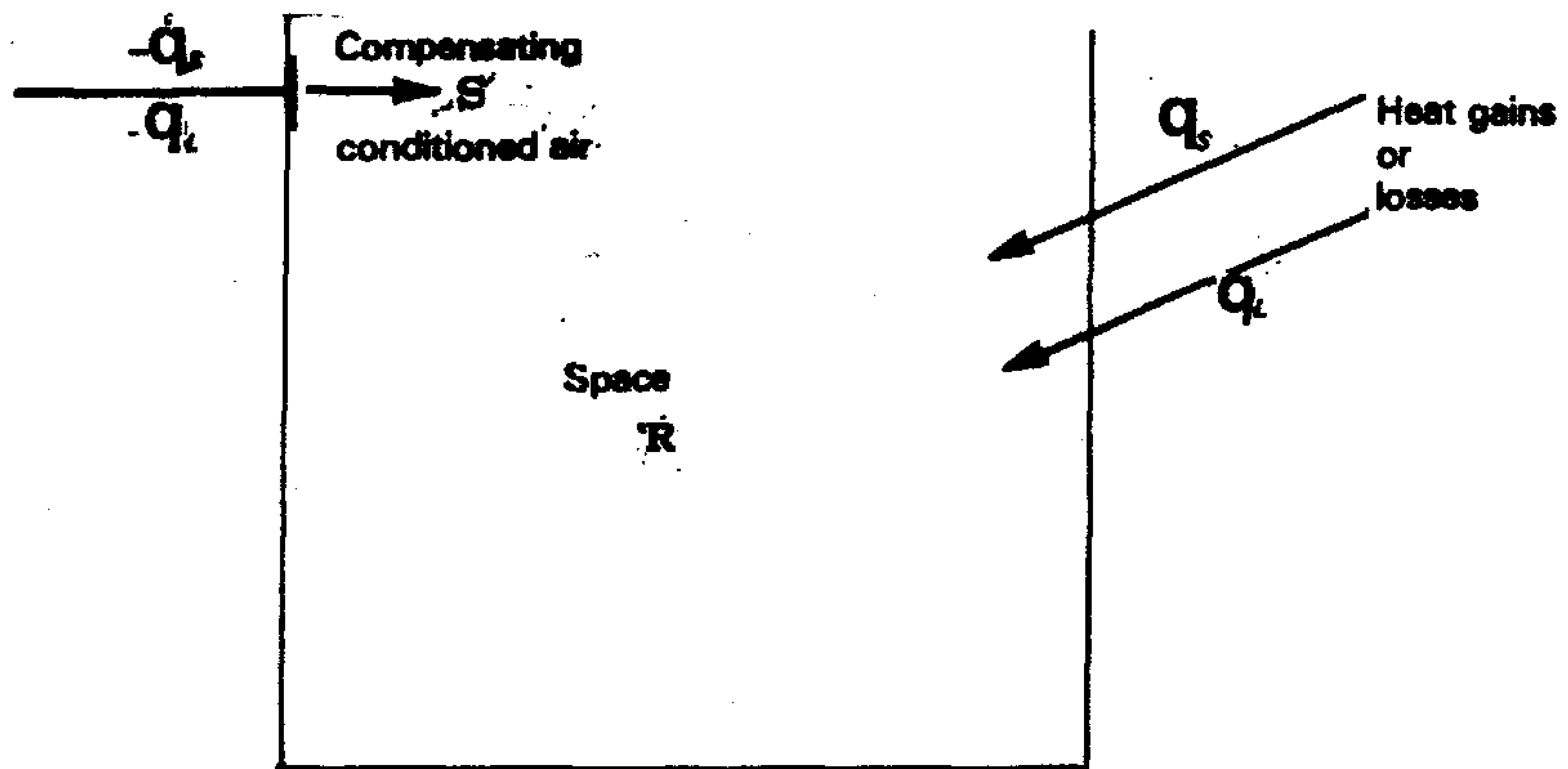


Figure 6.1 Heat balance of space.

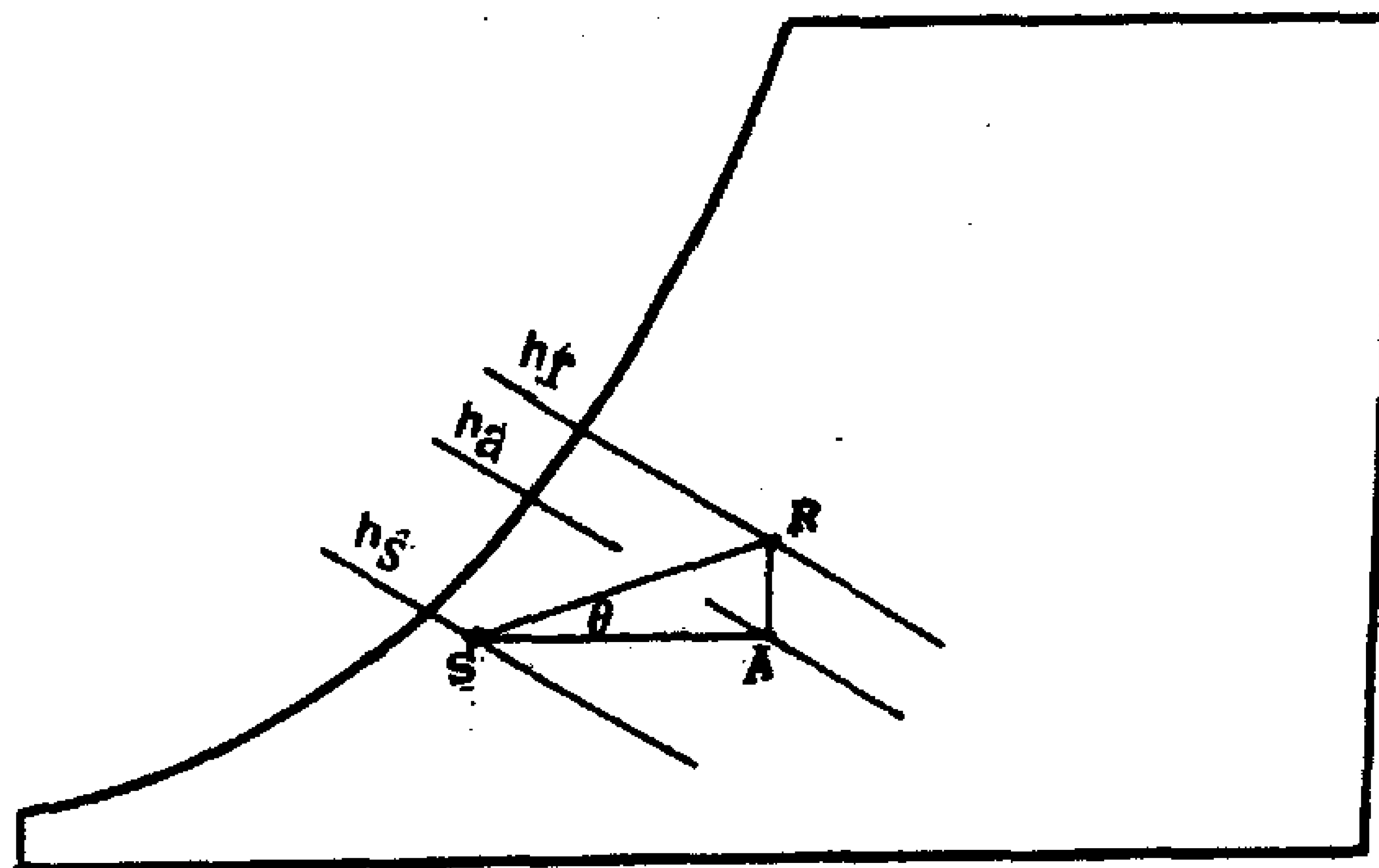


Figure 6.2 Development of room sensible heat factor

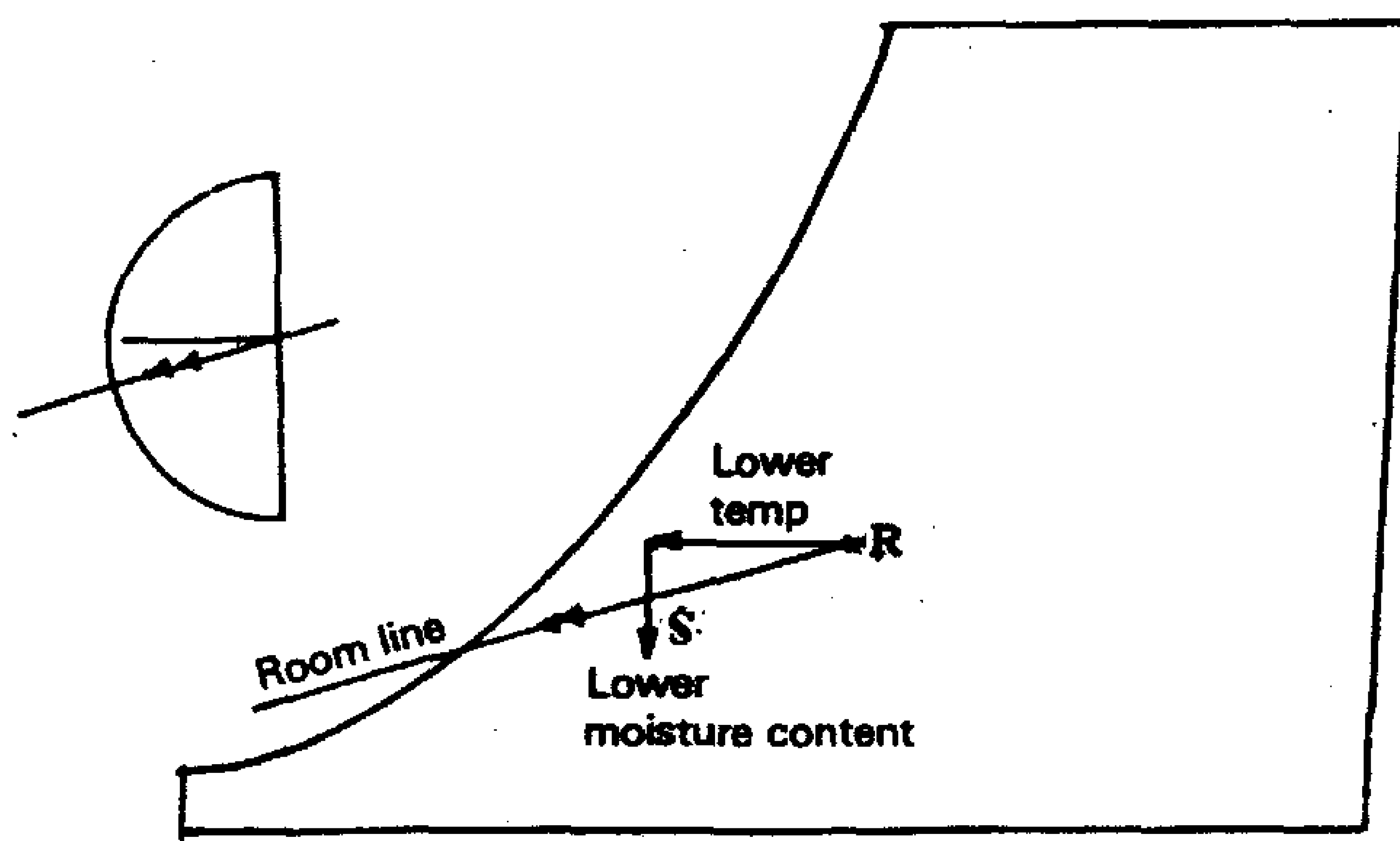


Figure 6.3 Room line for space subjected to sensible and latent heats gain

$$RSHF = COS\ \theta = \left(\frac{q_s}{q_l + q_s} \right)_R \qquad (6.5)$$

عندما تكون الحرارة الكامنة $q_l = 0$ أى أن

الحرارة الكلية تساوى الحرارة المحسوسة أى أن RSHF = I

إذا كانـــت الحـــرارة المحسوســـة $q_s = 0$ أى أن الحـــرارة الكلـــية تساوى الحرارة الكامنة أى أن RSHF = 0 القــيم المخـــتلفة لمعـــامل الحرارة المحسوسة مبينه على المحور الرأسى الأول يمين خـــريطة الســـيكرومترى وكذلك على نصف الدائرة على يسار الخريطة نفسها وسنبين كيفية تمثيل الاتزان الحرارى من الحالات الآتية:

I : اكتساب حرارة محسوسة وحرارة كامنة Sensible and latent heats gain

هـــذا نظـــام صـــيفى حيث يكتسب المكان حرارة محسوسة وحرارة كامنة. حالة هواء الغرفة تمثلها نقطـــة R فـــى Fig 6.3 ذات درجة حرارة ورطوبة عالية. لذلك يجب أن تكون حالة التغذية ممثلة بالنقطة (S) أقل فى درجة الحرارة والرطوبة ويكون الخط S-R هو خط الغرفة Room line.

II : فقـــد حـــرارة محسوسة وحرارة كامنة Loss of sensible and latent heats

هـــذا نظـــام شتوى حيث تكون درجة حرارة الغرفة ممثلة بالنقطة R فى Fig 6.4 وهى ذات درجة حـــرارة مخفضـــة ونســـبة رطوبـــة منخفضة. فإذا افترضنا أن حالة هواء التغذية ممثلة بنقطة (S) فيجـــب أن تكـــون ذات درجـــة حرارة عالية ونسبة رطوبة عالية ويكون الخط S-R هو خط الغرفة Room line.

III: اكتساب حرارة محسوسة وفقد حرارة كامنة

Sensible heat gain and latent heat loss

فـــى هـــذه الحالـــة النقطة (R) تمثل حالة هواء الغرفة فى Fig 6.5 وهى ذات درجة حرارة عالية نســـبيا رطوبـــة منخفضة ولذلك إذا افترضنا أن حالة هواء التغذية ممثلة بنقطة (S) فيجب أن تكون ذات درجة حرارة منخفضة ونسبة رطوبة عالية. ويصبح الخط S-R هو خط الغرفة.

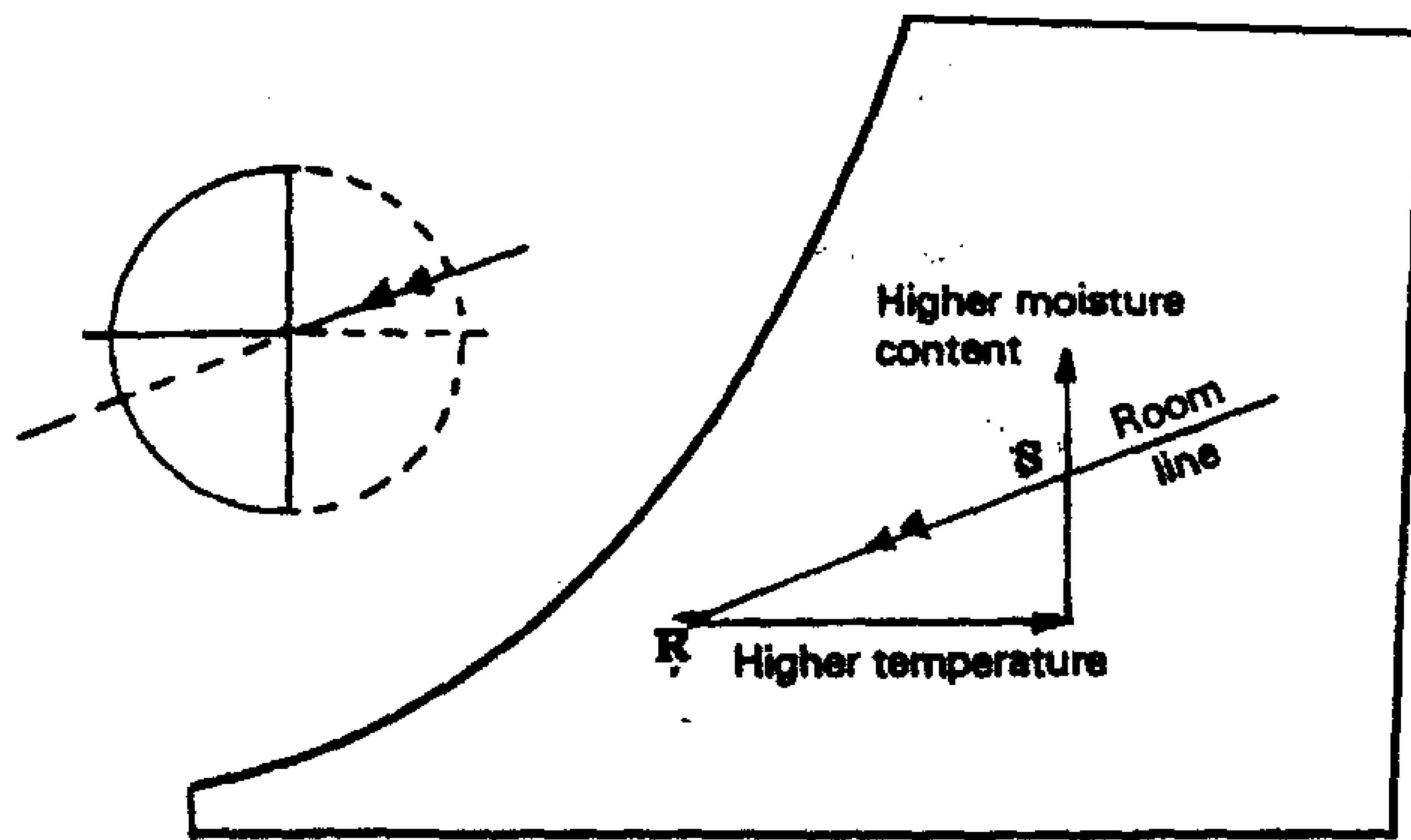


Figure 6.4 Room line for sensible and latent heats loss.

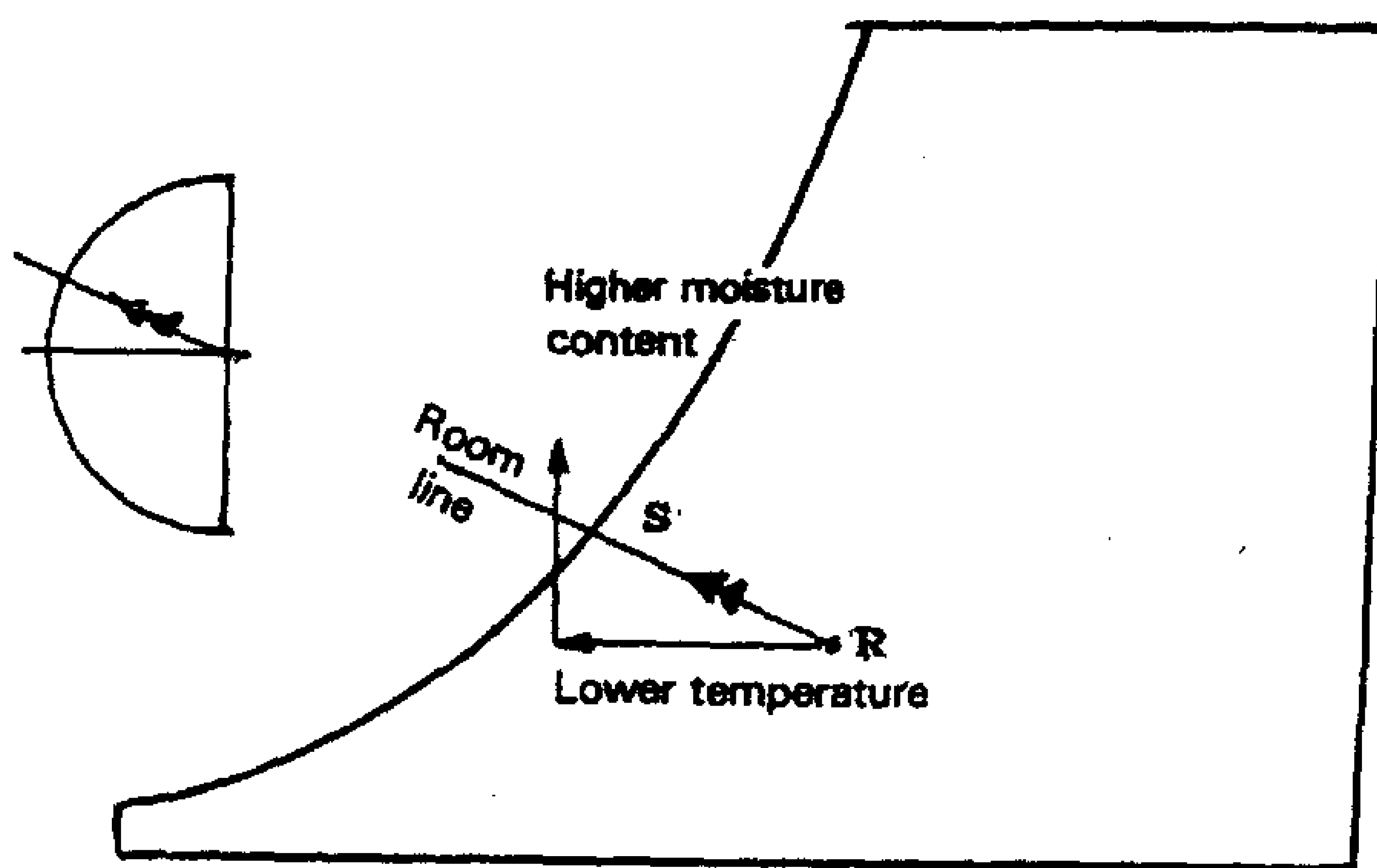


Figure 6.5 Room line for sensible heat gain and latent heat loss.

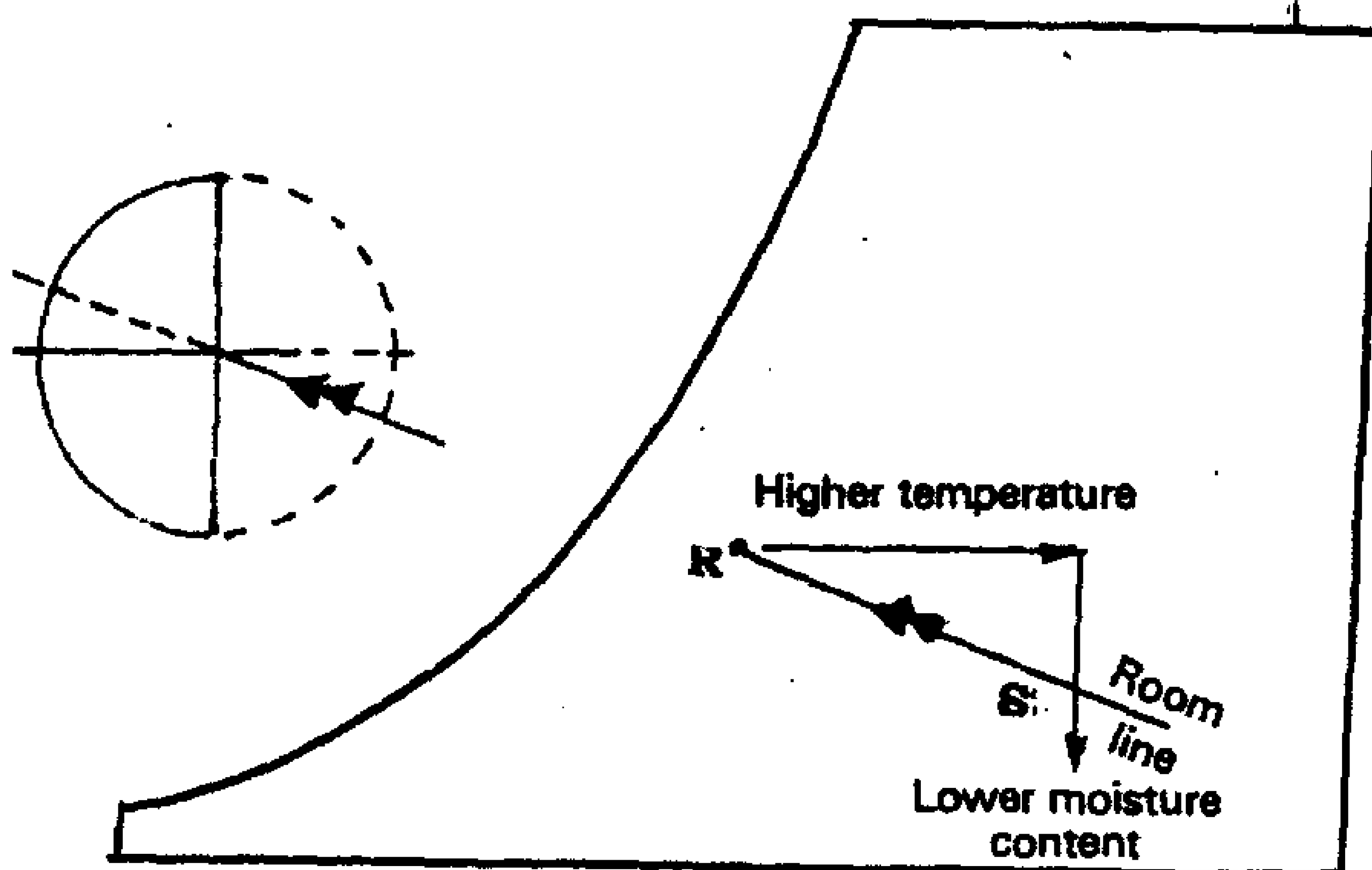


Figure 6.6 Room line for space subjected to sensible heat loss and latent heat gain

IV: فقد حرارة محسوسة وأكتساب حرارة كامنة

Sensible heat loss and latent heat gain

فـــي هـــذه الحالة النقطة (R) تمثل حالة هواء الغرفة فى Fig.6.6 وهى ذات درجة حرارة منخفضة ونســـبة رطوبـــة عالية. لذلك إذا افترضنا أن (S) هى حالة هواء التغذية فيجب أن تكون ذات درجة حرارة عالية ونسبة رطوبة منخفضة ويكون الخط S-R خط الغرفة

6.1 تحديد درجة حرارة هواء التغذية

6.2 Determination of Supply Air Temperature ts

إذا كـــان الحمـــل الحـــرارى المحســـوس يقدر بـــ (q_S) للمكان الذى درجة حرارته (t_R). فمن أجل المحافظـــة علـــى درجـــة حـــرارة الغرفة ثابتة يجب تزويد الهواء بكمية من الهواء مقدارها (m_a) بدرجة حرارة مقدارها (t_s) بحيث تتعادل مع الحرارة المحسوسة للتغذية.

$$q_s = m_a \cdot C_p\,(t_R - t_s) \quad ,\text{kW} \qquad (6.6)$$

$$= \rho\, Q\, C_p\,(t_R - t_s) \quad ,\text{kW} \qquad (6.7)$$

حيث ρ كثافة الهواء فى الظروف القياسية ($t = 20C°$) حيث $\rho = 1{,}2\ \text{kg/m}^3$

C_p السعة الحرارية للهواء فى الظروف القياسية ($t = 20C°$) $Cp = 1{,}01\ \text{kJ/kg K}$

Q معدل هواء التغذية, m^3/s

بوضع القيم السابقة فى المعادلة (6-7) نحصل على :

$$q_s = 1{,}2\left(\frac{273+20}{273+t_S}\right)\times 1.01\times Q(t_R - t_S) \qquad \text{kW}$$

$$\approx 360\times Q\times\frac{t_R - t_S}{273 + t_S}, \qquad \text{kW} \qquad (6.8)$$

لتحديد معدل هواء التغذية Q صيفا

$$Q = \frac{q_S\,(273 + t_S)}{360\,(t_R - t_S)}, \qquad m^3/s \qquad (6.9)$$

إذا كان معدل تدفق هواء التغذية معروفا فيمكن تحديد درجة حرارة هواء التغذية t_S

$$t_S = \frac{360\ Q \times t_R - 273\ q_S}{360\ Q + q_S}, C^\circ \qquad (6.10)$$

فى حالة التدفئة شتاءا فإن $t_S > t_R$ وعلى ذلك يمكن تحديد معدل هواء التغذية

$$Q = \frac{q_S \times (373 + t_S)}{360\ (t_S - t_R)}, \qquad m^3/s \qquad (6.11)$$

درجة حرارة هواء التغذية شتاءا

$$t_S = \frac{360Q \times t_R + 273q_S}{360Q - q_S}, C^\circ \qquad (6.12)$$

فى المعادلات من (6.6) إلى (6.12) تستخدم الوحدات الآتية:

q_S (kW) , & Q (m^3/s) , & t_S , t_R (C°)

درجة الحرارة t_R , تحددها ظروف الراحة للمكان.

الحمل الحرارى المحسوس q_S يحسب من حسابات الحمل الحرارى للمكان، معدل تدفق هواء التغذية Q يحسب من معدلات التهوية للمكان إذا كانت نسبة الهواء النقى بنسبة 100% أو باعتبار نسبة هواء التهوية النقى بنسبة 25%، الهواء الراجع بنسبة 75% لتخفيض استهلاك الطاقة.

6.3 تحديد نسبة رطوبة هواء التغذية

6.3 Determination of Humidity Ratio Ws

تحدد نسبة رطوبة هواء التغذية W مكون الحرارة الكامنة q_l

$$q_l = \rho\, Q\, (W_S - W_R)\, h_{fg}, \qquad kW \qquad (6.13)$$

حيث ρ كثافة هواء التغذية وتحدد بالمعادلة

$$\rho = \rho_{20}\, \frac{273 + 20}{273 + t_S}, \qquad kg/m^3$$

وحيث أن ρ_{20} هى كثافة الهواء عند درجة حرارة 20C° تساوى 1.19 kg/m^3 فإن الكثافة تساوى $\rho = \dfrac{379}{273 + t_S}$

h_{fg} الحرارة الكامنة *النوعية للهواء الرطب* $h_{fg} = 2450$ *kJ/kg.*

بالتعويض بالقيم العددية لكل من ρ ، h_{fg} فى معادلة (6.13) نحصل على

$$q_l = \frac{855000}{(273+t_S)} \times Q \times (W_S - W_R), \qquad \text{kW} \qquad (6.14)$$

بنسبة خطأ لا تتعدى 0.5% يمكن استبدال الرقم 855000 بالرقم 860000 لتصبح المعادلة

$$q_l = \frac{860000}{(273+t_S)} \times Q \times (W_S - W_R), \qquad \text{kW} \qquad (6.15)$$

مـــن المعـــروف أن كـــلا مـــن الحرارة المحسوسة q_S، والحرارة الكامنة q_l تتغيران بصفة مستمرة وذلـــك تـــبعا لتغير ظروف مصادر كل منهما. لذلك فإن أجهزة تكييف الهواء يجب أن تكون مزودة بوســـائل تحكـــم فى هواء التغذية – هذا سيتم شرحه فى باب منفصل– ولكن تجدر الإشارة هنا إلى أن تغـــير درجـــة الحـــرارة يحـــس بها متحكم درجة الحرارة .Thermostat والتغير فى الرطوبة يحـــس بهـــا مـــتحكم الـــرطوبة Humidistat وهمـــا يوضعان أما فى داخل المكان أو على خط الراجع.

Example 6.1

An office has a sensible heat gain of 10kW when a room temperature is 20C°db. Calculate the necessary volumetric flow rate of supply air to maintain the room at the design temperature when supply air can be at 10C°.

بتطبيق المعادلة 6.9

$$Q = \frac{q_S(273+t_S)}{360(t_R - t_S)}$$

$$= \frac{10\,(273+10)}{360\,(20-10)} = 0.79, \text{m}^3/\text{s}$$

Example 6.2

A music hall is 25m× 20m×5m, is maintained at 20 C°db and has 5,air. changes per hour of cooled outdoor air supplied at 15 C°db. Calculate the maximum cooling load that equipment can meet.

$$Q = \frac{N\,,air\ -change}{h} \times Vm^{3} \times \frac{1h}{3600} \qquad m^3/s$$

$$= 5 \times 25 \times 20 \times 5 \times \frac{1}{3600} = 3.472, m^3/s$$

$$Q = \frac{q_S(273+t_S)}{360(t_R - t_S)}$$

$$3.47 = \frac{q_S(273+15)}{360(20-15)}$$

$$q_S \cong 21.70\ ,\ kW$$

Example 6.3

An open office is $20_m \times 15_m \times 3_m$. It is maintained at 15C°db 50% RH and has 8 changes per hour of supply air for both summer and winter. The room sensible heat gain (summer) and loss (winter) is the 38000W. Calculate the supply air temperature.

معدل هواء التغذية بفرض 100% هواء خارجي Q

$$Q = \frac{N}{h} \times V \times \frac{1}{3600}$$

$$= 8 \times (20 \times 15 \times 3) \times \frac{1}{3600} = 2, m^3/s$$

درجة حرارة هواء التغذية صيفا t_S

$$t_s = \frac{360 \times Q \times t_R - 273\ q_s}{360\ Q + q_s}$$

$$t_s = \frac{360 \times 2 \times 18 - 273 \times 38}{360 \times 2 + 38} = 3,41 C°$$

درجة حرارة هواء التغذية شتاءا t_S

درجة حرارة هواء التغذية شتاءا

$$t_S = \frac{360 \times Q \times t_R + 273 q_S}{360 \times Q - q_S}$$

$$= \frac{360 \times 2 \times 18 + 273 \times 38}{360 \times 2 - 38} = 34,2C°$$

Example 6.4

A space to be maintained at 25C°db and 50%RH has a sensible heat gain of 32,83kW and a latent heat gain of 6,155kW. An air supply of 2,36m³/s is provided. Determine the supply dry and wet bulb temperature.

حيث أن الحرارة مكتسبة إذن فهو نظام صيفى درجة حرارة هواء التغذية t_S

$$t_s = \frac{360 \times Q \times t_R - 273 \times q_s}{360 . Q + q_s}$$

$$= \frac{360 \times 2,36 \times 25 - 273 \times 32,83}{360 \times 2,36 + 32,82} = 14C°$$

وهى تمثل درجة الحرارة الجافة لهواء التغذية

درجة حرارة هواء التغذية الرطبة لا يمكن تحديدها بصورة مباشرة. إذا أمكن تحديد خاصة أخرى لهواء التغذية والأنسب هنا نسبة الرطوبة Ws وعن طريق توقيع احداثياتها مع درجة الحرارة الجافة t_S على خريطة السيكرومترى يمكن تحديد درجة الحرارة الرطبة لهواء التغذية

نسبة الرطوبة لهواء التغذية تحدد من المعادلة (6.15)

$$q_l = \frac{86000}{(273 + t_S)} \times Q \times (W_R - W_S)$$

$$6,155 = \frac{86000}{(273 + 14)} \times 2,36 \times \Delta W_{R-S}$$

$\therefore \Delta W_{RS} = 8{,}7036.10^{-4}$ kg wv/kg da.

من خريطة السيكرومترى Fig 6.7 نجد أن حالة الغرفة تمثلها نقطة R احداثياتها هى

t_{db}= 25C° ., ϕ 50% RH

بالاتجاه يمينا نقرأ نسبة الرطوبة لحالة هواء الغرفة

$W_R = 0.010$ kg wv / kg.d.a.

$W_S = 9.13.10^{-3}$, kg wv / kg. d.a.

على خريطة السيكرومترى تحدد نقطة (S) بكل من

t_S= 14C°db , $W_S = 9.12.10^{-3}$ kg wv/ kg d.a.

من خريطة السيكرومترى تحدد درجة حرارة هواء التغذية الرطبة

t_S = 12,5C°wb

معامل الحرارة المحسوسة للغرفة RSHF

$$RSHF = \frac{q_S}{q_S + q_l} = \frac{32{,}83}{32{,}83 + 6{,}155} \cong 0.84$$

ومنه نجد أيضا أن

$h_R = 51$, kJ / kg $\qquad h_S = 35$, kJ / kg

الحمل الحرارى للغرفة Room load q

Room load = $m_a (h_R - h_S)$

= 2,36 (51-35) = 37.76, kW

الحمل الحرارى الكلى المعطى

$q = q_S + q_l$

= 32,83 + 6,155 = 39, kW

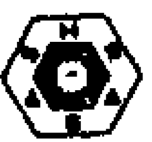
نسبة الخطأ من الرسم

$$\text{Error} = \frac{39 - 37{,}76}{39} = 3.2\%$$

من الملاحظ أن خط الغرفة RSHF = 0.84 يمكن رسمه بطريقتين

ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 1
NORMAL TEMPERATURE SEA LEVEL
BAROMETRIC PRESSURE 101.325 kPa.

COPYRIGHT 1981
AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.



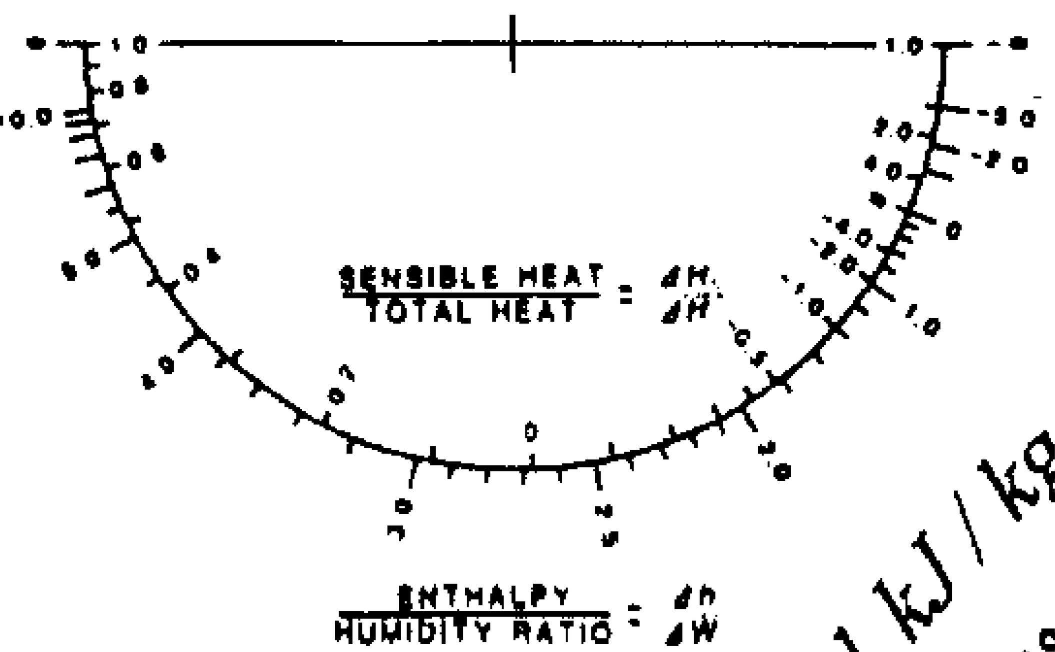


Figure 6.7 Psychromenitric chart for example 6.4

الطريقة الأولـــــــى :

1- تحـــدد قـــيمة RSHF من المعادلة (6.5) ومن نصف الدائرة العلوية نرسم خطا واصلا بين المركز والمربع الأيسر عند نقطة 0.84

2- من نقطة R نرسم خطا موازيا لهذا الخط فيكون خط الغرفة Room line

3- تحدد درجة حرارة هواء التغذية الجافة t_s من المعادلة (6.10) .

4- مـــن المحـــور الأفقى لخريطة السيكرومترى تدريج درجة الحرارة الجافة نرسم خطاً رأسيا بقـــيمة t_s حـــتى يقطـــع خط الغرفة فيعطى حالة هواء التغذية ومنه تحدد Ws دون الحاجة إلى تحديدها من المعادلة (6.15).

لطريقة الثانيـــــة

1- تحدد قيمة RSHF من المعادلة (6.5)

2- تتـــبع موقـــع الـــنقطة المســـاعدة أو القياسية guide or reference point أحداثياتها على الخريطة (t_{db} = 24C° 50% RH)، وهى مبينة بدائرة صغيرة على منحنى $\phi = 50\%$.

3- حدد قيمة RSHF على التدريج أقصى اليمين فى خريطة السيكرومترى.

4- أرسـم خـــط بيـــن موقع RSHF على التدريج والنقطة القياسية يعطى خط الغرفة المساعد Guide RSHF line.

5- من نقطة R نرسم خط موازيا للخط السابق.

Problems

6.1 A space has a sensible and latent heat gain of 24.33, kW and 9.1, kW respectively . Determine the RSHF.

6.2 A ducted warm air heating system serves a pubic hall of 18m x 11m x 4m. It is maintained at 20C°db and has 1.5 air changes/h of re-circulated air supplied at 30C°db. Calculate heat loss from the building that the system can meet.

6.3 A room has a sensible and latent heats gain of 5.86m, kW and 2.64, kW. Respectively. The room design conditions are 25C°db and 50%RH. Supply air is delivered at 15C°db. Determine the required supply air flow rate. What will be the supply air wet bulb temperature ?

6.4 A room has design conditions of 26C°db. and 50% RH and a room sensible and latent heat gains of 5.28, kW and 2.34, kW respectively. An air conditioning unit supplied 0.425m^3/s of air to the room at 14.5C°db and 13,3C°wb. Will the unit maintain the room design DB and WB? What are the approximate conditions maintained in the room?

7

دوائر معالجة الهواء – دوائر السيكرومترى

AIR TREATMENT CYCLES
PSYCHOMETRIC CYCLES

مقدمـــــة *General*

يقصــد بدورة معالجة الهواء – هى مجموعة عمليات معالجة الهواء بدءا من الهواء الخارجى وحــتى وصــوله إلى الأماكن الخاضعة للتكييف وذلك للوصول إلى توفير مستوى مناسب من درجــة الحــرارة ونسبة الرطوبة تتفق مع ظروف الراحة Comfortable conditions. هذا بــدوره يعــتمد بدرجة كبيرة على نوعية العمل داخل هذه المبانى وعلى الحالة المناخية للهواء الخــارجى. مجموع هذه العمليات يمكن تمثيلها على خريطة السيكرومترى ولذلك فهى تسمى دوائر السيكرومترى Psychometric cycles.

ويقصــد بطبــيعة العمــل داخل المبانى المتحكمات التى تفرض استخدام هواء خارجى بنسبة 100% وحيــث ان طبيعة العمل فى المستشفيات مثلا تحتاج إلى تغذية هذه الأماكن بهواء نقى خــالى مــن ثــانى أكسيد الكربون وغيره الملوثات كذلك بعض المعامل وفى محطات الطاقة الذرية يتطلب الأمر تغذية الأماكن بهواء خارجى بنسبة 100%. على الجانب الأخر فى بعض المنشــآت الأخــرى مثل الفنادق والمصالح الإدارية فيمكن استخدام كمية من الهواء الخارجى الــنقى بغــرض التهوية مع خلطها بكمية أكبر من الهواء الراجع من الأماكن المكيفة بغرض ترشيد الطاقة وتخفيض مصاريف التشغيل.

7.1 عناصر أنظمة تكييف الهواء

7.1 Air Conditioning System Components

من أجل دارسة دوائر معالجة هواء التغذية لابد من التعرف على مكونات انظمة تكييف الهواء بصــورة ســريعة حيــث سيتم التعرف بالتفصيل فى أبواب عديدة على كل عنصر على حدة. معظم أنظمة تكييف الهواء تحتوى على المكونات الآتية :

1- مصدر حرارة وهو الذى يضيف حرارة إلى المائع (هواء- ماء - أو بخار ماء) .

2- مصدر تبريد وهو الذى يسحب أو يمتص الحرارة من المكان.

3- أنظمة توزيع وهى عبارة عن شبكة Network من المسالك أو الأنابيب.

4-المعـدات مـثل (المـراوح أو الطلمبات) الأولى لدفع أو سحب الهواء والثانية لدفع أو سحب الماء.

5- آلات (وسائل) لانتقال الحرارة بين المائع وهواء الغرفة مثل ملفات التبريد والتسخين.

وسـنبدأ بـتعريف مختصـر لانظمة تكييف الهواء حتى يمكن فهم مكونات لكل نظام وستأتى الدارسة التفصيلية بعد ذلك فى أبواب لاحقة .

7.2 Air Conditioning Systems 7.2 أنظمة تكييف الهواء

هناك نظامان أساسيان لتكييف الهواء يندرج تحت كل منهما انظمة فرعية وهما:

*** نظام تكييف هواء ماء كلى All- Water A/C System**

فـى هـذا النظام Fig 7.1 يتم استخدام الماء كمائع أساسى أما يسخن فى الغلاية Boiler أو يـبرد مـن خلال وحدة تثليج الماء وهى عبارة عن محطة تبريد تسمى Water chiller. يتم دفـع الماء الساخن أو البارد من خلال طلمبة Pump إلى الوحدات الطرفية Terminal unit الموجـودة داخـل الغـرف. نتـيجة انتقال الحرارة بين هواء الغرفة والوحدات الطرفية يتم الوصول إلى درجة الحرارة المطلوبة.

المـاء الـراجع الذى يكون قد انخفضت درجة حرارته (فى حالة التسخين) أو ارتفعت درجة حـرارته (فـى حالـة التبريد) يتم سحبه إلى الغلاية لرفع درجة حرارته أو إلى مبرد الماء لخفض درجة الحرارة.

*** نظام تكييف هواء كلى *All air A/C system***

فـى هذا النظام Fig 7.2 الهواء يمكن تسخينه فى مصدر الحرارة (1) Heat source الذى يمكـن ان يكون فرن Furnace ويمكن ايضا أن يكون ملف به ماء أو بخار ساخن يتم انتاجة فـى غلاية من مكان بعيد. الهواء الساخن يتم دفعة بواسطة مروحة (2) Fan وذلك من خلال مسـالك تغذيـة Supply ducts(3) حتى يدخل الغرفة ويتم توزيعه من خلال منافذ أو نواشر (4) Diffusers أو متسـقبلات Grilles. الهواء ايضا يمكن تبريده اذا مر على مصدر برودة (5) Cooling source عـادة ما يكون فى شكل ملف تبريد Cooling coil يتدفق خلاله أما

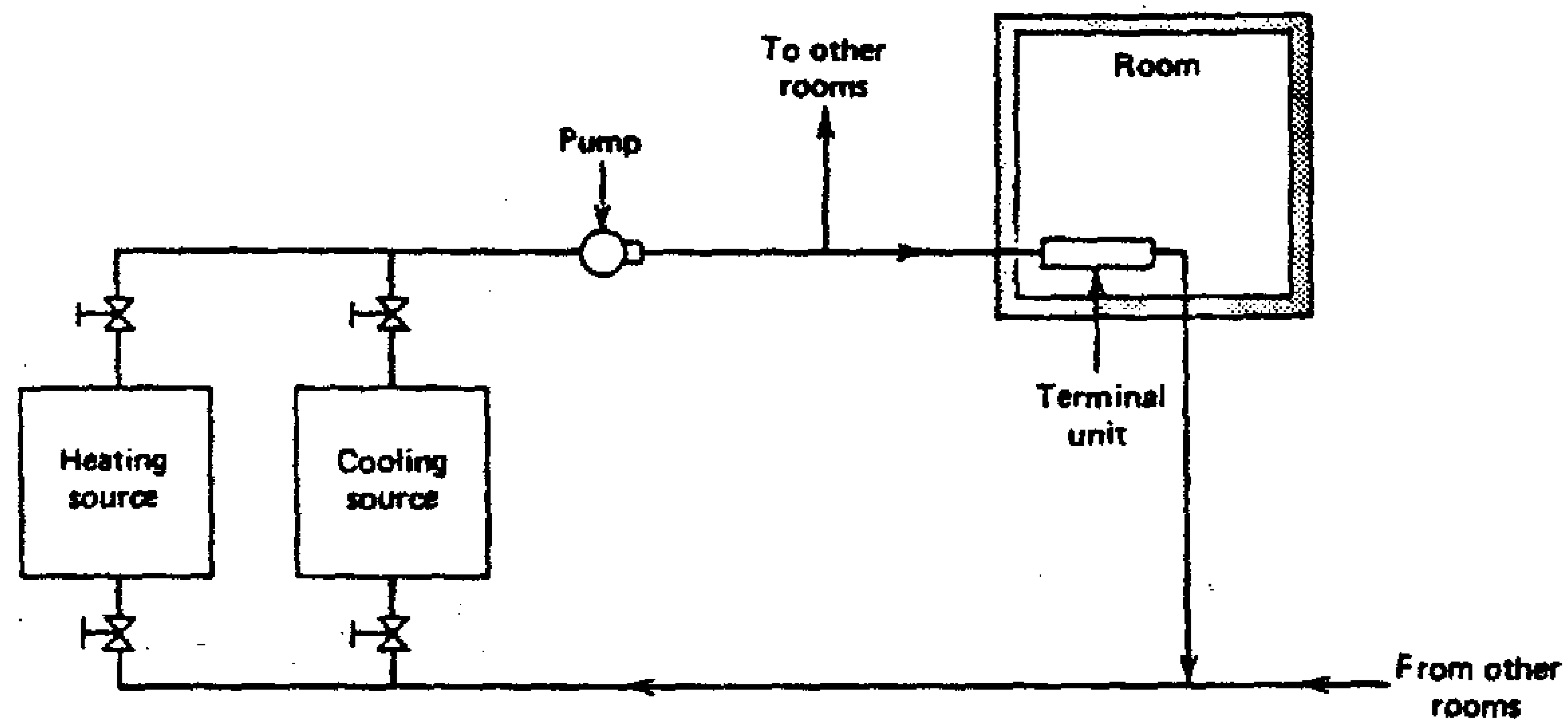


Figure 7.1 Basic components arrangement of all – water cooling and heating system.

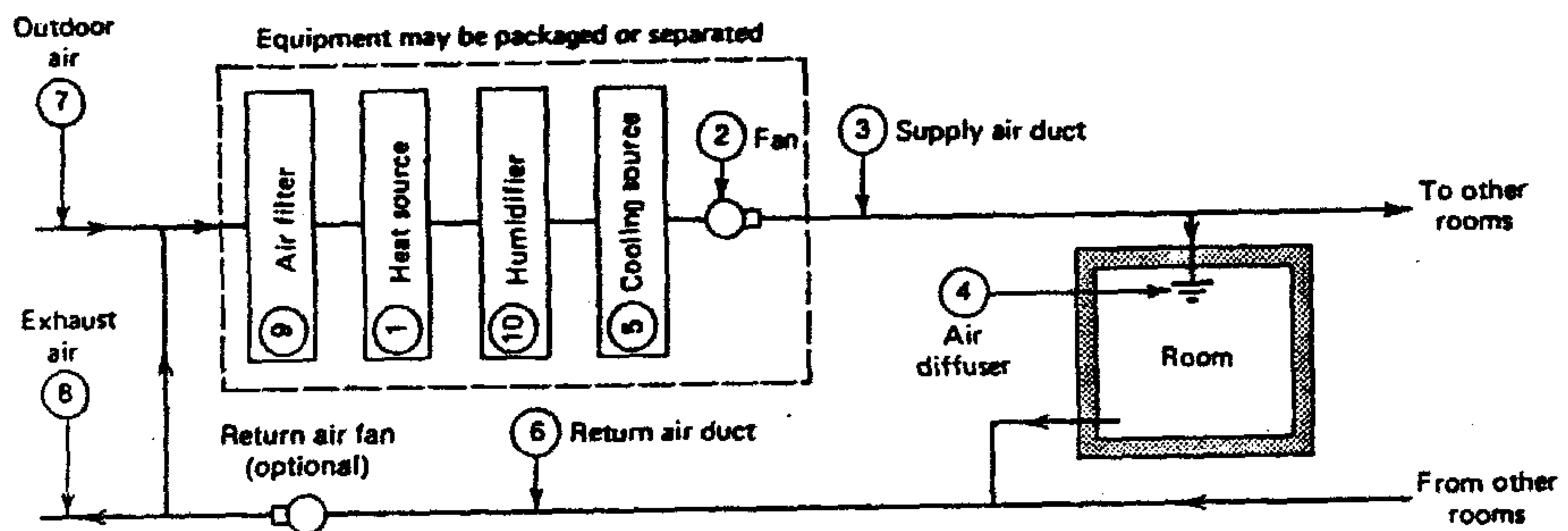


Figure 7.2 Basic components arrangement of an al-l air cooling and heating system

مـــائع تبريد متبخر من محطة التبريد أو ماء مثلج Chilled water تم تبريده فى مبرد المياه Water chiller. هــذا الهواء يتم أيضا دفعة بواسطة مراوح التغذية (2) Supply fan. هذا الــنظام أيضا مزود بمدخل للهواء الخارجى (7) Outdoor air intake وذلك من أجل تحقيق جــوده إضافية لهواء التكييف. هذا الحجم الذى تم أدخاله من الهواء الخارجى Fresh air يتم طرد حجم مساوا له من الهواء الراجع Return - air وذلك بسحبه من خلال مسالك الراجع (6) Return air duct بواســطة مروحة الهواء الراجع Return air fan حتى يتم طرده من خلال مسلك الطرد (8) Exhaust air duct .

ممـــا يجـــدر الإشارة به أن النظام مزود أيضا بفلتر (9) Air filter لتنقية الهواء من الشوائب والــروائح أيضـــا- وكذلـــك معدات ترطيب (10) Humidifier وهو أما على شكل غسالات هـــواء Air washer أو مـــاء مرشـــوش Sprayed water او قد يتم الترطيب على ملف التبريد نفسه.

ملفات التسخين يوجد فيها نوعان:

- **سـخان مـتقدم Pre-heater (Optional) غـير مبين على الرسم ويستخدم كسخان ابـتدائى لتسـخين الهواء البارد (أقل من الصفر المئوى) حتى نتجنب تجمد الماء الذى قد يمر فى مواسير بقية عناصر النظام.**
- سـخان مـتأخر Re-heater قد يكون سخانا أساسيا أو قد يستخدم بعد عملية التبريد للوصول بدرجة حرارة هواء التغذية إلى ظروف الراحة.

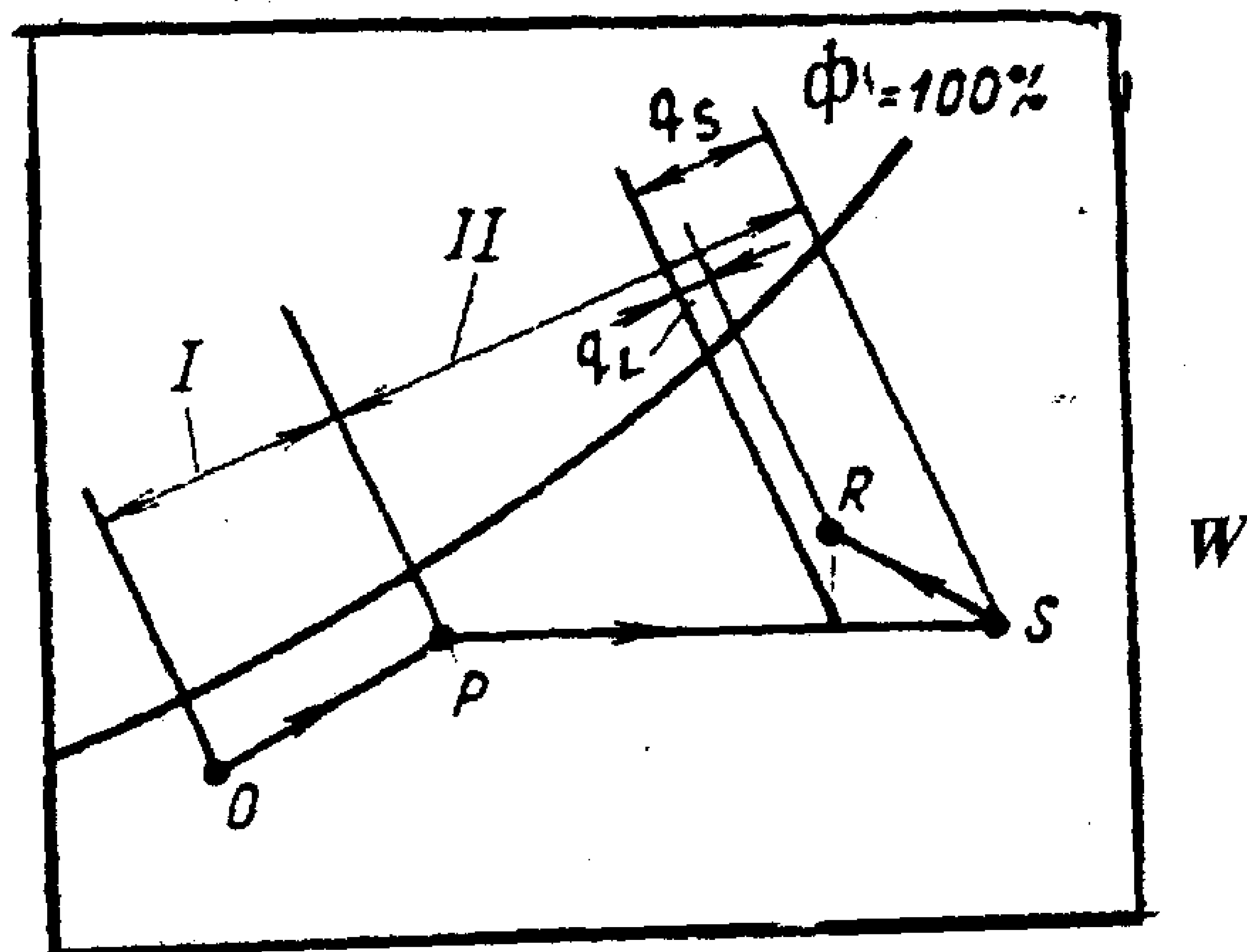
7.3 دوائر تكييف الهواء الشتوية — *7.3 Winter A/C Cycle*

تحـتوى هذه الدوائر على سخان متقدم عند الحاجة Optional وغرفة ترطيب Humidifier وسخان متأخر .Re-heater

7.3.1 دوره شتوية باستخدام غرفة ترطيب وسخان متأخر

7.3.1 Humidifier and re-heater winter A/C cycle.

ويمكـن دراســة هــذه الـدورة من Fig 7.3 فى هذه الدورة يستخدم الهواء الخارجى بنسبة 100% فــى الحالــة (O) علــى خــريطة السيكرومترى حيث يتم ترطيبه بماء ساخن درجة حــرارته أعلــى من درجة حرارة الهواء الخارجى فيتم ترطيبه وتسخينه فى نفس الوقت حتى



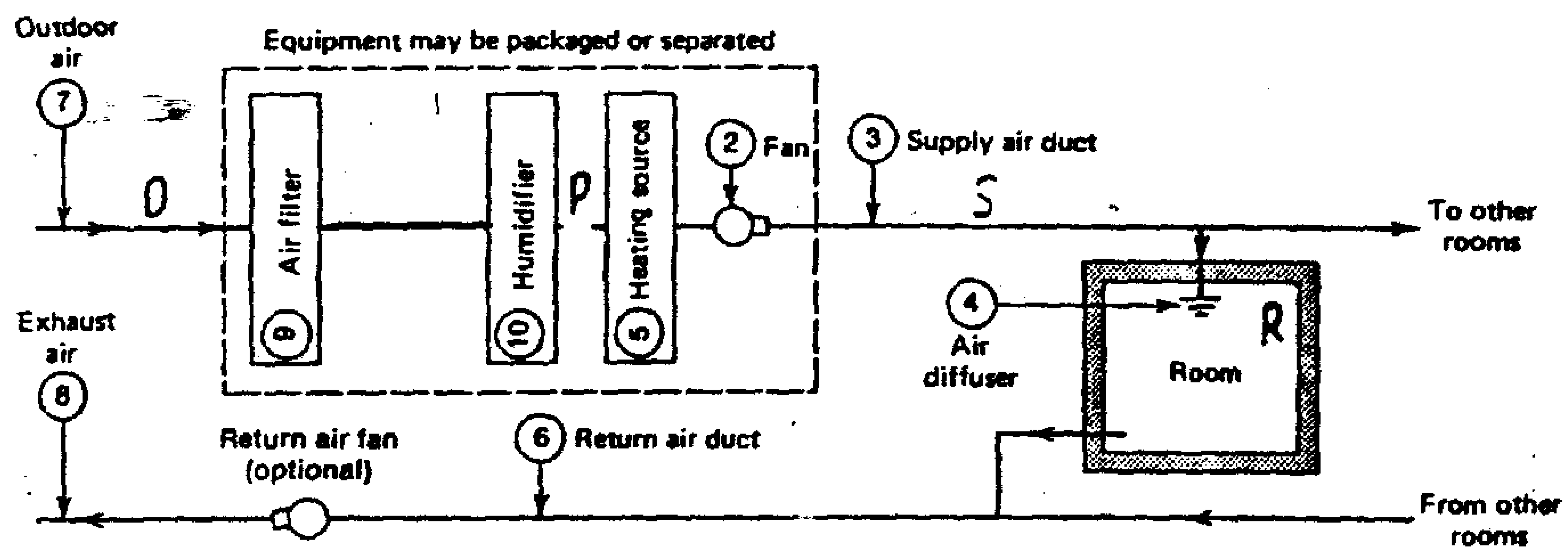


Figure 7.3 Humidifier, and re- heater winter A/C cycle

يصل إلى الحالة (P) حيث تكون $W_p = W_s$ يتم تسخين الهواء بعد ذلك تسخينا محسوسا حتى يصل إلى نقطة (S). لرسم الدائرة على خريطة السيكرومترى لابد من توفر الآتى:

1- حالة الهواء الخارجى الممثل بنقطة (O).

2- حالة هواء الغرفة تحددها ظروف الراحة وتمثل بنقطة (R).

3- الحمـــل الحرارى المحسوس والكامن q_S , q_l من حساب الحمل الحرارى لظروف الشتاء.

4- كمية هواء اللازم للتهوية طبقا لمعدلات تهوية المكان $Q, m^3/s$

ثم نتتبع الخطوات الآتية :

1- يتم حساب معامل الحرارة المحسوسة للغرفة

$$RSHF = q_S / (q_S + q_l)$$

2- تحدد على خريطة السيكرومترى كل من نقطى (R) , (O).

3- يتم حساب درجة حرارة هواء التغذية t_s من المعادلة (6.11) وذلك بمعلومية q_S

4- يتم حساب W_S من معادلة (6.12) .

5- من نقطة (R) نرسم خط الحجرة Room line بمعلومية RSHF.

6- بمعلومـــية t_S من المحور الأفقى عند قيمة = t_S نرسم خطا رأسيا حتى يقطع خط الغرفة فى نقطة (S).

7- مـــن نقطـــة (S) نرســـم خطـــا أفقيا حتى يقطع منحنى $\phi = 90\%$. نقطة التقاطع تعطى احداثيات نقطة (P).

تحدد قدرة السخان المتأخر Re- heater

$$q_{HC} = m_a (h_S - P_g), \qquad kW \qquad (7.1)$$

كمية الماء المستخدم فى الترطيب.

$$m_W = m_a (W_P - W_O) , \qquad kg/s \qquad (7.2)$$

الطاقة الحرارية المعطاة من الماء الساخن.

$$q_{HW} = m_a (h_P - h_O) \quad , \qquad kW \qquad (7.3)$$

الحمل الحرارى للغرفة

$$\text{Room Heating load} = m_a (h_S - h_R) , kW \qquad (7.4)$$

7.3.2 دورة شتوية باستخدام سخان متقدم ووحدةِ ترطيب وسخان متأخر

7.3.2 Pre-heater, humidifier and re-heater A/C winter cycle

فى هذا النظام يتسخدم هواء خارجي كلي Fig 7.4. فى الظروف الجوية الباردة (معظم دول أوروبــا) حيــث تكون فيها درجة حرارة الهواء الخارجى أقل من الصفر المنوى مما يؤثر ســلبا علــى مســالك الهــواء وكذلك على مكونات نظام التكييف ويقصد بها ملفات التسخين ووحــدات الــرش التى يستخدم فيها الماء الذى قد يتعرض للتجمد أثناء مساره فيها. هذا يحتم استخدام السخان المتقدم Pre-heater ليرفع من درجة حرارة الهواء لتلافى هذا العيب المشار إليه.

إذا رجعــنا إلى خريطة السيكرومترى نجد أن التسخين الأولى Pre-heating يكون محسوسا ويــتم خلال العملية $\overrightarrow{OP}$ مما يمكن بعد ذلك من الترطيب فى غرفة الترطيب Humidifier خلال العملية $\overrightarrow{PW}$. ثم يتم بعد ذلك تسخين محسوس خلال العملية $\overrightarrow{WS}$.

لتحديد مواقع حالات الهواء على خريطة السيكرومترى لابد من توافر الآتى:

1- حالة الهواء الخارجى الممثل بنقطة (O).

2- حالة هواء الغرفة وتحددها ظروف الراحة فى نقطة (R).

3- الحمل الحرارى المحسوس والكامن q_l , q_S من حساب الحمل الحرارى بالكيلووات.

4- كمية هواء التهوية اللازم طبقا لمعدلات تهوية المكان $Q, m^3/s$.

ثم نتبع الخطوات الآتية :

1- يتم حساب معامل الحرارى المحسوسة للمكان كما سبق

2- تحدد موقع كل من النقطتين (O) ، (R) على خريطة السيكرومترى.

3- مــن نقطــة R نرســم خط الغرفة RSHF line بمعلومية معامل الحرارة المحسوسة المحدد فى الخطوة (1).

4- تحــدد حالة هواء التغذية (t_S, W_S) من معادلات الأتزان الحرارى بمعلومية كل من Q, q_l , q_S . من المعادلتين (6.12 ، 6.15).

5- بمعلومــية قيمة t_s ومن المحور الأفقى لخريطة السيكرومترى نرسم خطا رأسيا حتى يقطع خط الغرفة RSHF فى نقطة (S).

6- من نقطة (S) نرسم خطا افقيا حتى يقطع منحنى ϕ =90% فى نقطة (W).

Figure 7.4 Pre- heater, humidifier and re-heater winter A/C cycle

7- من نقطة (O) نرسم خطا أفقيا (W_O = const) .

8- مــن نقطة (W) نرسم خطا بحيث ينطبق على خط درجة الحرارة الرطبة المار بنقطة W حتى يتقاطع مع الخط الأفقى المــرسوم من نقطة (O) فيعطى حالــة الهواء فى نقطة (P) نهاية التسخين الأولى Pre-heating.

من خريطة السيكرومترى نحدد الأتى :

1 – الحمل الحرارى للغرفة

$$\text{Room load} = m_a\ (h_S - h_R)\ , \qquad kW \qquad (7.5)$$

2 – سعة السخان المتقدم Pre- heater capacity

$$q_{HCI} = m_a\ (h_P - h_O)\ , \qquad kW \qquad (7.6)$$

3 – سعة السخان المتأخر Re-heater capacity,

$$q_{HCII} = m_a\ (h_S - h_W)\ , \qquad kW \qquad (7.7)$$

4 – كمية مياه الترطيب اللازمة.

$$m_W = m_a\ (W_W - W_p)\ , \qquad kg/s. \qquad (7.8)$$

تمــتاز هذه الدورة عن سابقتها حيث أن تزويد الهواء بالرطوبة الازمة يتم بدون أعطاء حرارة للمــاء نتــيجة لذلــك فإن التحكم فى الرطوبة النسبية والحرارة فى المكان المكيف تكون أكثر سهولة.

7.3.3 دورة شتوية لهواء راجع مع غرفة ترطيب وسخان متأخر

7.3.3 Return air, humidifier, and re-heater A/C winter cycle.

مــن أجــل ترشيد الطاقة يستخدم الهواء الراجع (هواء الغرف) بعد خلطه مع كمية من الهواء الخــارجى (لكــى يغطــى الحاجة للتهوية) وتستخدم هذه الدورة فى الظروف التى تكون فيها درجة حرارة الهواء الخارجى أعلى من الصفر المئوى.

ذا رجعنا إلى Fig7.5 فإن هواء الغرفة (الراجع) الذى حالته(R) يخلط مــع الهواء فى الحالة (O) ويعــبر عــن حالة الخليط النقطة (M). يخضع الخليط إلى عملية ترطيب أدياباتى بثبات درجــة الحرارة الرطبة (wbt = const) خلال العملية ($\overrightarrow{MW}$). بعد ذلك يتم تسخين الهواء تسخينا محسوسا حتى يصل إلى حالة التغذية (S).

تحديد مواقع نقط الدورة على خريطة السيكرومترى يلزم الآتى:

2

1

$\phi = 100\%$

R

W

S

M=M'

M

O

W

db.

Outdoor air

Equipment may be packaged or separated

7

O

M

Air filter

Humidifier

W

Heating source

2 Fan

3 Supply air duct

S

To other rooms

R

Exhaust air

8

9

10

5

4

Air diffuser

R

Room

Return air fan (optional)

6 Return air duct

From other rooms

Figure 7.5 Return air, humidifier and re- heater winter A/C cycle

1- حالة الهواء الخارجى تحدد بالنقطة (O).

2- حالة هواء الغرفة (الراجع) وتحددها ظروف الراحة فى نقطة (R) .

3- الحمل الحرارة المحسوس والكامن q_S , q_l من حساب الحمل الحرارى للمكان.

4- معدل التهوية للمكان ويحسب من أحدى الطرق الأربعة المعروفة.

5- تحدد نسب خلط الهواء الخارجى مع الهواء الراجع وتحدد كمية الهواء الكلى $Q, m^3/s$

ثم تتبع الخطوات الآتية:

1. يتم حساب معامل الحرارة المحسوسة للمكان RSHF كما سبق .
2. تحدد موقع كل من النقطتين (O) ، (R) على خريطة السيكرومترى.
3. نحدد حالة هواء التغذية (t_S, W_S) من معادلات الاتزان الحرارى بمعلومية كل من $Q, m^3/s$, q_l (kW) , q_S (kW) .
4. من نقطة R نرسم خط الغرفة RSHF Line كما سبق بيانه فى الدورات السابقة.
5. تحدد حالة هواء الخلط (M) أنظر باب عمليات السيكرومترى باستخدام قانون حفظ الكتلة والطاقة).
6. تحدد حالة هواء التغذية t_S , W_S. من المعادلتين (6.12 , 6.15).
7. من المحور الأفقى وبمعلومية t_S نرسم خطا رأسيا يقطع خط الغرفة RSHF line فى نقطة (S).
8. من نقطة (S) نرسم خطا أفقيا من اتجاه منحنى التشبع ϕ =100%.
9. مـــن نقطة حالـــة هـــواء الخلط (M) نـــرسم خطـــا يمثل عملية التـــرطيب الأدياباتى (Wbt = const). هـــذا الخط يقطع الخـــط الأفقى المرسوم من (S) فى الخطـــوة السابقة. نقطة التقاطع (W) تمثل نهاية عملية الترطيب.

من خريطة السيكرومترى نحدد الآتى:

1- الحمل الحرارى للغرفة.

Room load = $m_a (h_S - h_R)$, kW (7.9)

2- سعة السخان المتأخر Pre - heater capacity

$q_{HC} = m_a (h_S - h_W)$, kW (7.10)

3- كمية المياة اللازمة للترطيب أو Washer capacity

$m_w = m_a (W_W - W_M)$, kg /s (7.11)

7.3.4 دورة شتوية لهواء راجع مع سخان متقدم وغرفة ترطيب وسخان متأخر

7.3.4 Return air, pre- heater, humidifier, and re-heater A/C winter cycle

إذا انخفضت درجة حرارة الهواء الخارجي إلى أقل من الصفر المئوى ففى هذه الحالة يلزم استخدام سخان متقدم .per- heater إذا رجعنا إلى Fig 7.6 فإن الهواء الراجع فى حالة (R) بعد خلطه مع الهواء الخارجي فى حالة (O) ويعبر عن حالة الخليط بالنقطة (M). الهواء بعد خلطة يتم تسخينه تسخينا محسوسا بواسطة السخان المتقدم Pre-heater من خلال العملية $(\overrightarrow{MN})$ ثم يخضع بعد ذلك الترطيب الأدياباتى (wbt = const) من خلال العملية $\overrightarrow{NW}$.ثم تنتهى الدورة بالتسخين المحسوس بواسطة السخان المتأخر من خلال العملية $(\overrightarrow{WS})$.

لتحديد النقط الرئيسية على خريطة السيكرومترى .

1- تحدد النقط (R)، (O).

2- تحدد نقطة (M) بنفس الطريقة فى الدورة السابقة.

3- يرسم خط الغرفة RSHF. line.

4- تحدد حالة هواء التغذية (S) من معادلات الأتزان الحرارى

5- من النقطة (S) نرسم خطا افقيا فى اتجاه منحنى التشبع حتى تقطع المنحنى ϕ=90% فتعطى نقطة (W) .

6- من نقطة (M) نرسم خطاً أفقيا فى اتجاه زيادة درجة الحرارة الجافة.

١- من نقطة (W) نرسم خط عملية الترطيب بحيث ينطبق مع خط درجة الحرارة الرطبة المار بنقطة(W) حتى يقطع الخط الأفقى المرسوم من (M) فى الخطوة (6) فيعطى نقطة (N).

من خريطة السيكرومترى تحدد الآتى:

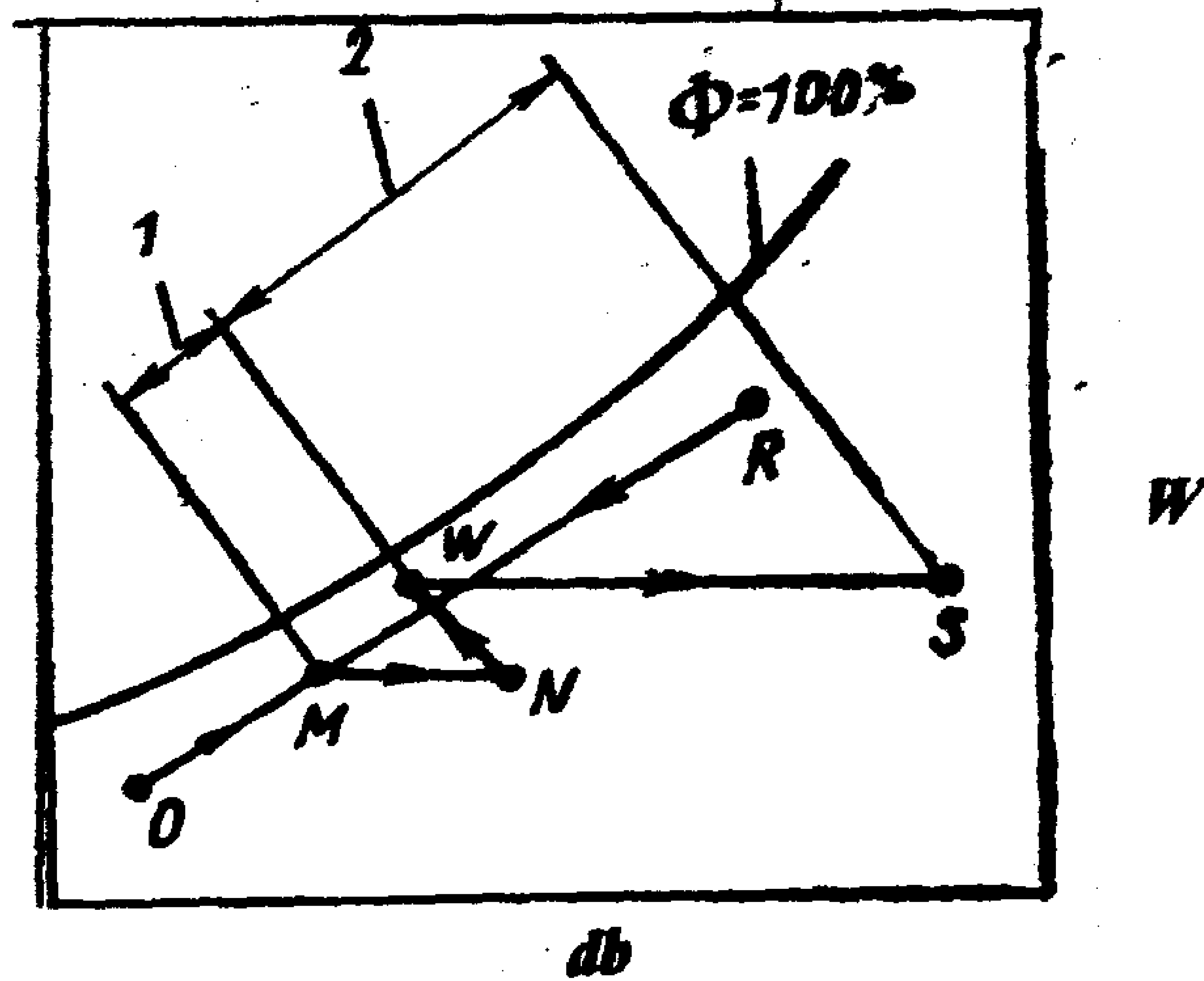
الحمل الحرارى للغرفة Room load

Room load = m_a ($h_S - h_R$) , kW

سعة السخان المتقدم Pre-heater Capacity

q_{HCI}= m_a ($h_N - h_M$) kW

سعة السخان المتأخر Re- heater capacity



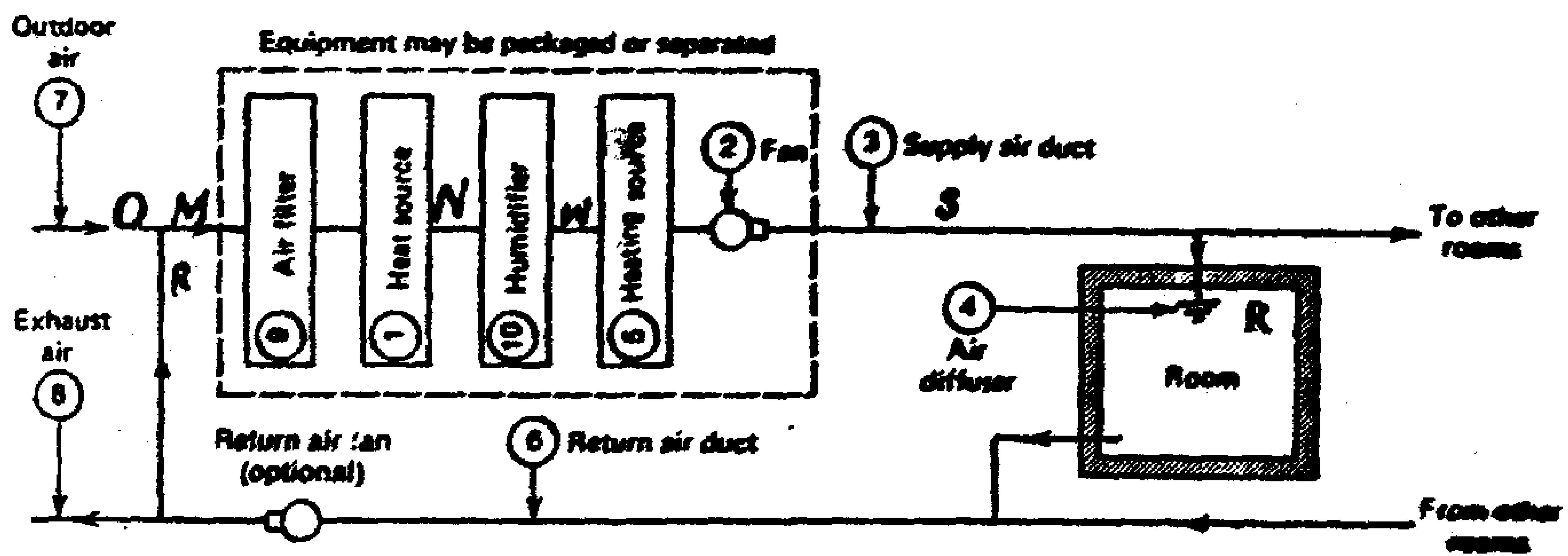


Figure 7.6 Return air, pre- heater, humidifier, re-heater winter A/C cycle.

$q_{HCII} = m_a (h_S - h_w)$, kW

كمية المياة الازمة الترطيب .

$m_w = m_a (W_W - W_N)$, kg /s

7.4 Summer A/C Cycles 7.4 دائرة تكييف الهواء الصيفية

تحتوى دوائر التكييف الصيفية عادة على ملف تبريد Cooling coil وذلك لخفض درجة الحرارة والرطوبة كما قد تشمل على سخان متأخر Re- heater وتتمثل أهمية هذا السخان على ضبط حالة الهواء بعد تبريده وإزالة رطوبته إلى حالة التغذية القريبة من ظروف الراحة للمكان كما قد تشمل على غرفة ترطيب فى حالة المناخ الجاف .

7.4.1 دورة صيفية 100% هواء خارجى مع ملف تبريد وسخان متأخر .
7.4.1 100% Outside Air, cooling Gil and Re-heater A/C summer cycle.

هذه الدورة تستخدم هواء خارجى بنسبة 100%،حيث قد يتطلب الأمر لظروف خاصة مثل المعامل، والمستشفيات وخاصة حجرات العمليات والعناية المركزة وكذلك بعد المنشأت التى تتطب التنقية المتسمرة للهواء بعد تلوثه.

فى حالة المناخ الصيفى نجد أن حالة الهواء الخارجى ممثلة بالنقطة (O) على خريطة السيكرومترى Fig 7.7 ذات درجة حرارة مرتفعة ورطوبة مرتفعة. ومن دراسة الحالة نجد أن درجة الحرارة الرطبة للهواء الخارجى أقل من مثيلتها لهواء الغرفة الممثلة بنقطة (R) وأعلى من نقطة الندى لهواء التغذية الممثل بنقطة (S). لمعالجة هذا الهواء يجب خفض درجة حرارته وخفض نسبة رطوبته وذلك بإمراره على ملف تبريد من خلال العملية $(\overrightarrow{OW})$ بحيث $(W_S = W_W)$. الهواء فى الحالة (W) نلاحظ أن درجة حرارته قد انخفضت ولكن الرطوبة النسبية له عالية. ولمعالجة هذا الوضع يتم أمرار الهواء على سخان متأخر حتى تصل درجة حرارته الجافة إلى t_S.

لتحديد النقط الرئيسية على خريطة السيكرومترى يلزم معرفة الآتى:

1- حالة الهواء الخارجى (O) وحالة هواء الغرفة (R) تحددها ظروف الراحة فى المكان صيفا.

Figure 7.7 100% outside, cooling coil and re- heater summer A/C cycle.

2- الحمل الحرارى المحسوس q_S، الحمل الحرارى الكامن q_L مقدار kW.

3- معدل هواء التهوية اللازم Q مقدار بـــ m^3/s ثم نتبع الخطوات الآتية:

1. يتم توقيع نقطة (O) ، (R) على الخريطة.
2. حساب معامل الحرارة المحسوسة للغرفة RSHF ونرسم خط الغرفة
3. يتم حساب حالة التغذية (t_S , W_S) من معادلات الأتزان الحرارى للمكان.
4. مـــن المجـــور الأفقى لخريطة السيكرومترى نرسم خطا رأسيا بقيمة t_S حتى يتقاطع مع خط الغرفة فى نقطة (S).
5. مـــــن الـــنقطة (S) نرســـم خطا افقيا بأتجاه منحنى التشبع حتى يقطع منحنى ϕ =90% فى نقطة (W).

الخط $\overrightarrow{(OW)}$ يمثل خط عملية ملف التبريد Cooling coil process line

من الخريطة نحدد الأتى :

الحمل الحرارى للغرفة Room load

$$\text{Room load} = m_a (h_R - h_S) , \qquad kW \qquad (7.12)$$

سعة ملف التبريد Cooling coil capacity q_{cc}

$$q_{CC} = m_a (h_O - h_W), \qquad kW \qquad (7.13)$$

سعة ملف التسخين Heating coil capacity q_{HC}

$$q_{HC} = m_a (h_S - h_W), \qquad kW \qquad (7.14)$$

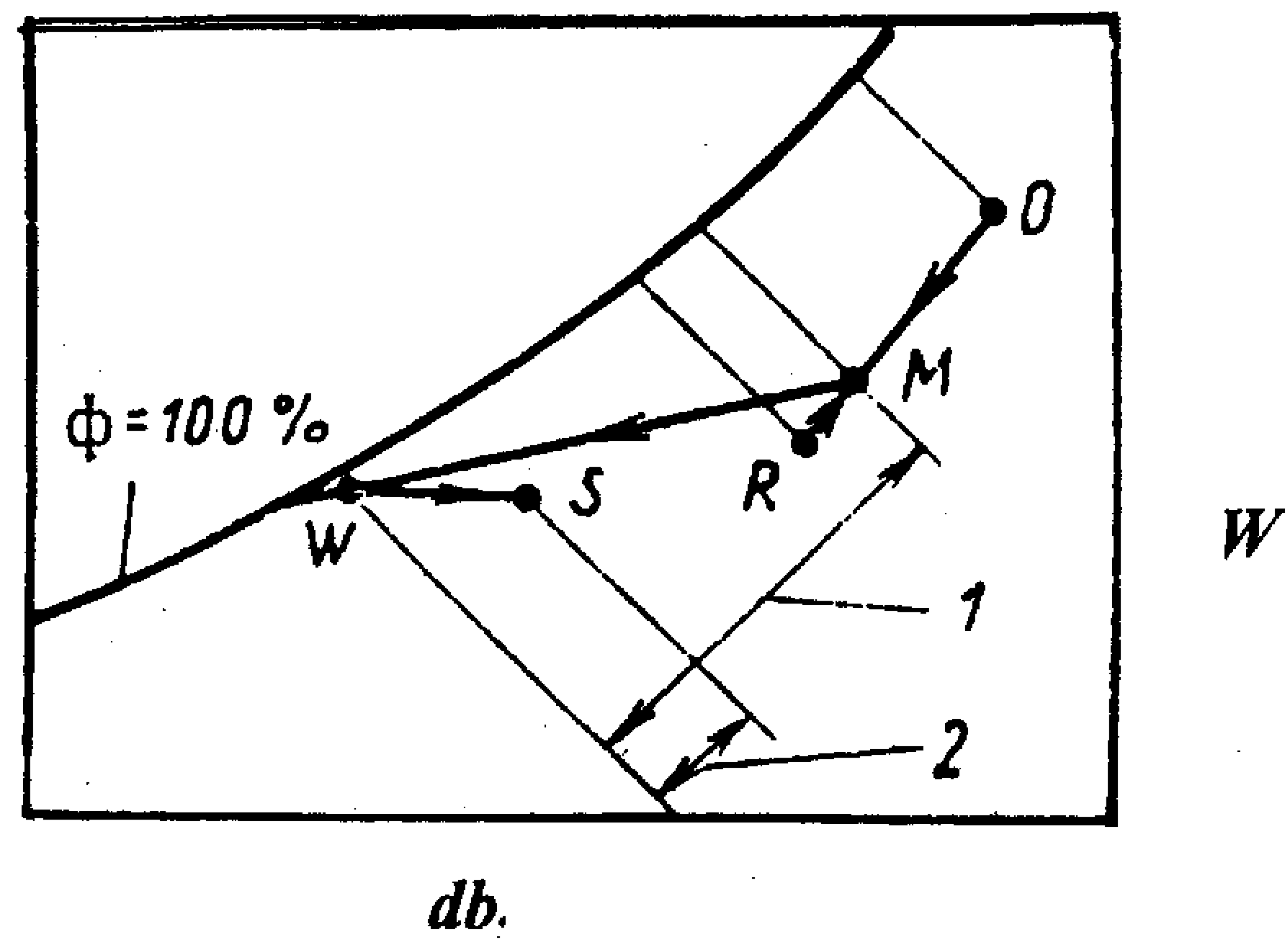
كمية الرطوبة المزالة m_w

$$m_W = m_a (W_O- W_W) \qquad kg /s \qquad (7.15)$$

7.4.2 دورة صيفية باستخدام هواء راجع مع ملف تبريد وسخان متأخر

7.4.2 Return Air, cooling coil and re-heater A/C summer cycle

تستخدم هذه الدورة عندما تكون درجة حرارة الهواء الخارجى الرطبة twb للحالة (O) أكبر من مثيلتها لهواء الغرفة (R) كما هو موضح فى Fig 7.8. فى هذه الحالة يستخدم أقل قدر ممكن من الهواء الخارجى الذى حالته (O) بنسبة (25%) ويخلط مع الهواء الراجع فى الحالة (R) ويعبر عن حالة الخلط بالنقطة (M). الهواء فى الحالة (M) يمر على ملف تبريد فيتم



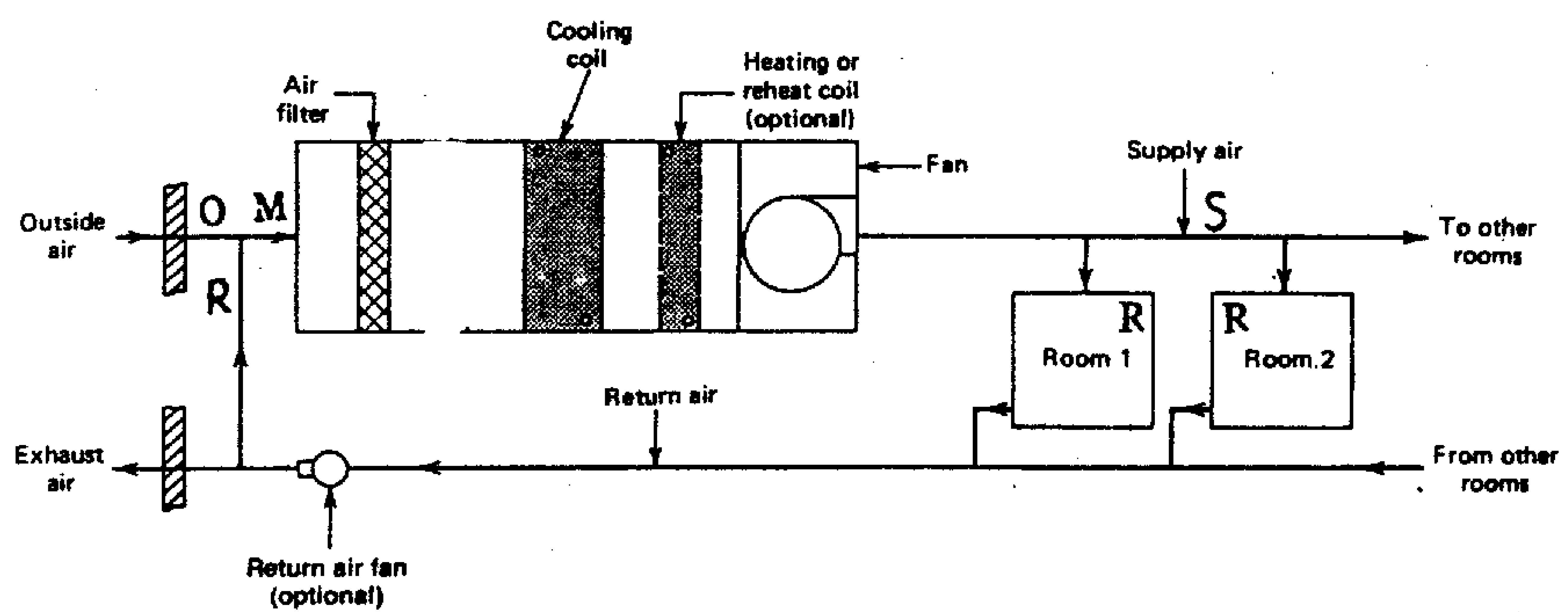


Figure 7.8 Return air, cooling coil and re- heater summer A/C cycle.

تبريده وتزال رطوبته ويعبر عن حالة المغادرة بالنقطة (W) التى تحددها نسبة الرطوبة لحالة التغذية (Ws). الهواء فى هذه الحالة درجة حرارته منخفضة ورطوبته النسبية عالية، فيخضع لعملية تسخين محسوس حتى الحالة (S) والتى تحدد من معادلات الأتزان الحرارى للمكان.

لتحديد النقط الرئيسية للدورة يلزم الآتى:

1- حالة الهواء الخارجى (O) وحالة هواء الغرفة (R).

2- الحمل الحرارى المحسوس q_S، الحمل الحرارى الكامن q_L.

3- معدل التهوية اللازم $Q, m^3/s$ ونسبة خلط الهواء الراجع مع الهواء الخارجى.

بعد ذلك يتم اتباع الآتى:

1- يتم توقيع النقطة (O) ، (R) على خريطة السيكرومترى.

2- يتم توقيع النقطة (M) على طريق استخدام معادلات الخلط على الخط (OR).

3- يتم تحديد معامل الحرارة المحسوس للغرفة RSHF وبعدها يتم رسم خط الغرفة من نقطة (R) مستعينا بقيمة RSHF.

4- يتم تحديد حالة التغذية (S) بواسطة معادلات الأتزان الحرارى للمكان.

5- من المحور الأفقى لخريطة السيكرومترى نرسم خطا رأسيا بقيمة تساوى t_S حتى يقطع خط الغرفة RSHF فى نقطة تحدد حالة هواء التغذية (S).

6- من نقطة (S) نرسم خطا افقيا فى اتجاه منحنى التشبع فيقطع منحنى $\phi = 90\%$ فى نقطة (W).

7- نصل نقطة (M) مع (W) فيعطى خط عملية الملف Coil process line.

من الخريطة نحدد الآتى:

الحمل الحرارى للغرفة Room load

$$\text{Room load} = m_a (h_R - h_S), \quad \text{kW}$$

سعة ملف التبريد Cooling Coil Capacity q_{CC}

$$q_{CC} = m_a (h_M - h_W), \quad \text{kW}$$

سعة ملف التسخين Heating coil Copacity $q_{H.C}$

$$q_{HC} = m_a (h_S - h_W), \quad \text{kW}.$$

هذه الدائرة تمتاز عن سابقتها فى توفير الطاقة.

7.4.3 استخدام هواء الأمرار الجانبى

7.4.3 The use of by – passed air

فى بعض دوائر معالجة الهواء الصيفية كما هو الحال باستخدام هواء راجع مع ملف تبريد وسخان متأخر Fig 7.8، يتطلب الأمر تنفيذ ذلك مع أقل تكلفة ممكنة.

يمكن تنفيذ ذلك باستخدام الأمرار الجانبى للهواء الراجع. فى هذه الحالة الهواء الراجع المخصص لخلطه مع الهواء الخارجى يقسم إلى جزئين Rx , Ry كما هو مبين فى Fig 7.9

الجزء Ry يتم خلطه مع الهواء الخارجى و يمرر على ملف التبريد وتزال رطوبته خلال العملية $\overrightarrow{MW}$.

الهواء المعالج فى الحـالة (W) يتم خلطه مع الجزء Rx الذى حالته هى حالة هواء الغـرفة (R) ولكن تم إمراره جانبيا بعيدا عن ملف التبريد ، فتكون حالة الخلط هى نقطة (S) وبذلك يكون قد تم الاستغناء عن السخان المتأخر الذى يمثل فى النظام السابق بالخط WS.

من خريطة السيكرومترى نحدد .

حمل الغرفة Room load

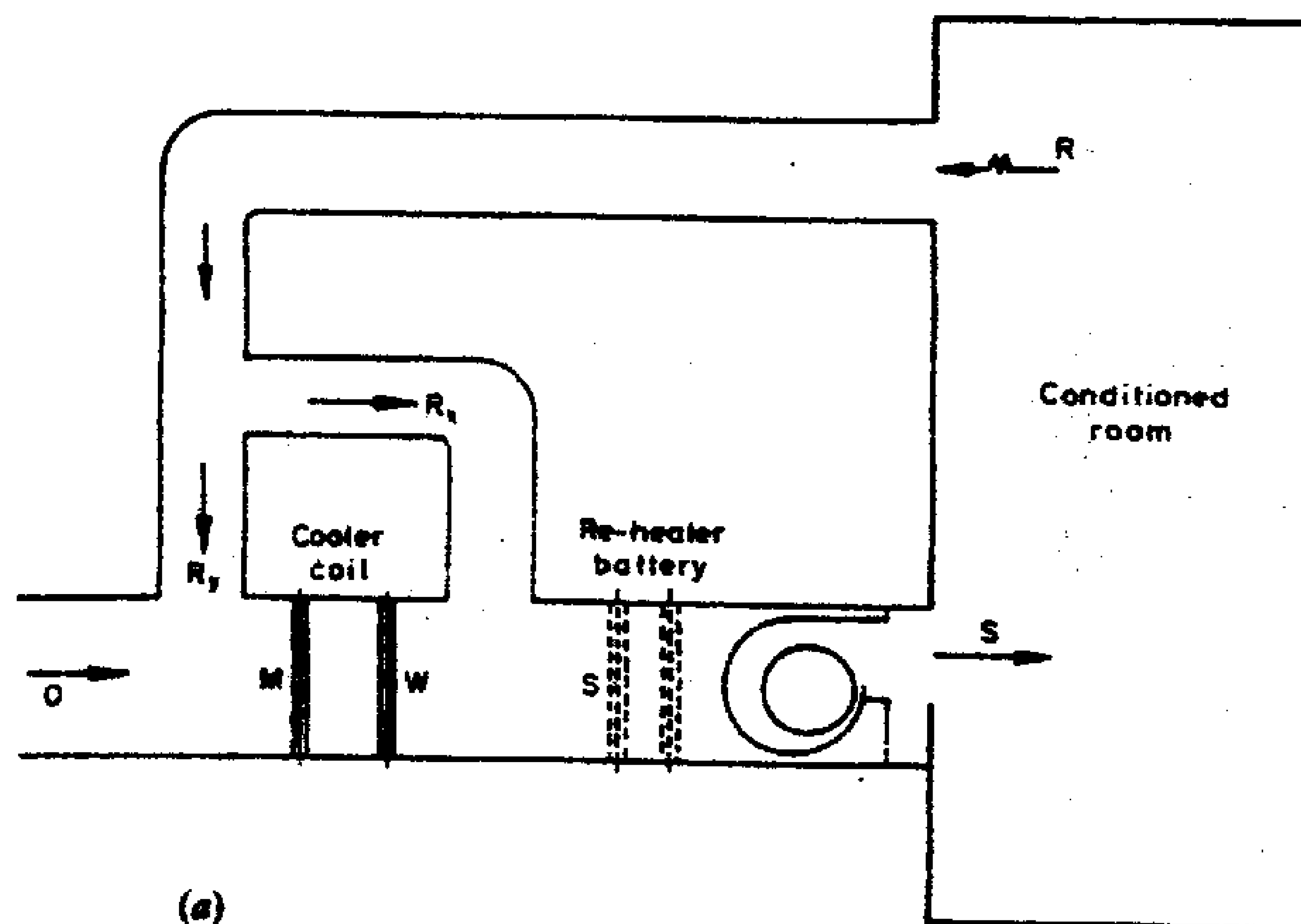
Room load = m_a (h_R- h_S) , kW

سعة ملف التبريد q_{cc}

$q_{cc} = m_a (h_M - h_W)$

Example 7.1

A given space of 15m x 20m x 6m, having 2 air change /h, is to be maintained at 25.5C°db & 15C°wb. The total heat gain to the space has been determined to be 17.6 kW, of which 12,3kW is sensible. The outdoor requirement of occupants is 0.25m^3/s. The outdoor has a temperature and relative humidity of 32 C°db and 60%, respectively. Determine the quantity and state of air supplied to the space and the required capacity of the cooling and dehumidifying equipment and re-heater capacity.



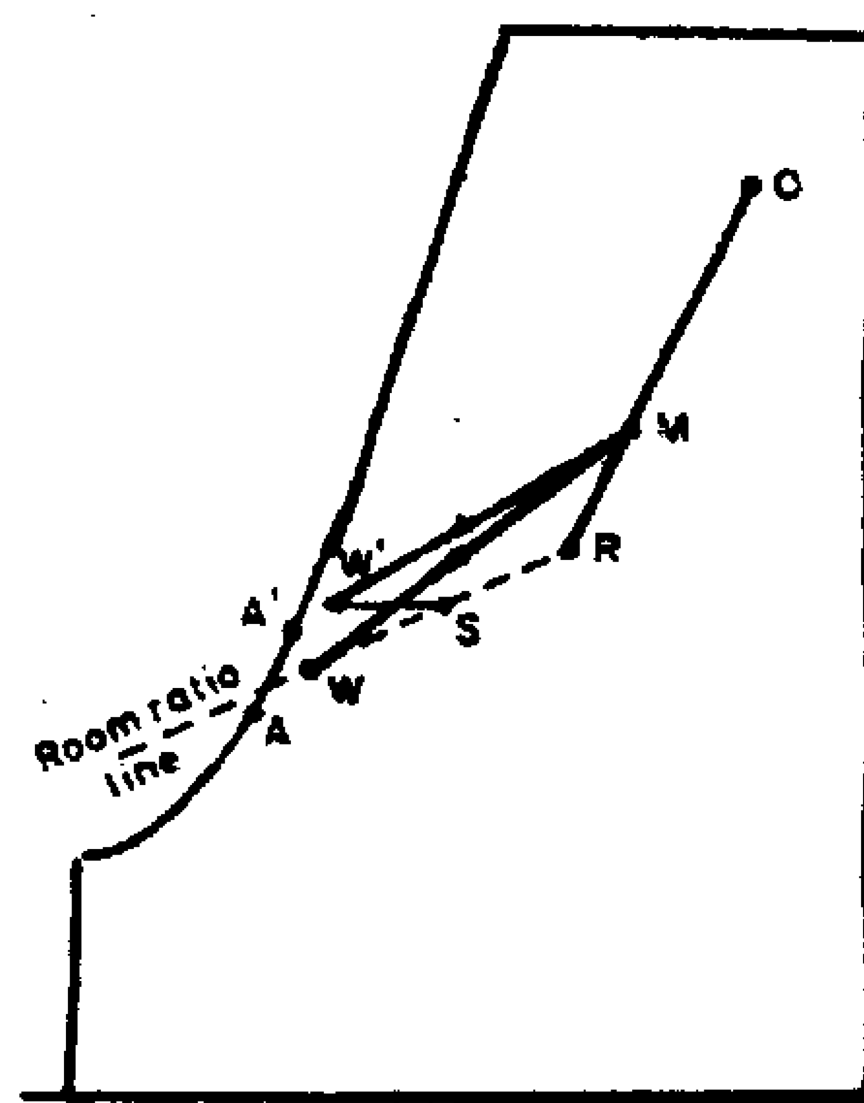


Figure 7.9 The use of By- Passed Return air

$$RSHF = \frac{q_S}{q_t} = \frac{12,3}{17,6} \cong 0.7$$

خواص الهواء الخارجى نقطة (O) من Fig 7.10

$t_{db} = 32C°$ RH= 60%, $h_O = 78$ kJ /kg, $W_O = 0.018 \frac{kgwv}{kgda}$

خواص هواء الغرفة نقطة (R)

$t_{db} = 25.5C°$, $t_{wb} = 18C°$, $h_R = 51$kJ/kg $w_R = 0.01 \frac{kgwv}{kgd\ .a}$

حجم هواء التغذية المطلوب $Q, m^3/s$

$$Q_t = \frac{15 \times 20 \times 6 \times 2}{3600} = 1m^3/s$$

كمية هواء التغذية kg /s, m_t

$m_t = Q_t \times \rho =$

$= 1 \times 1,2 = 1.2$, kg/s

كمية الهواء الخارجى kg / s, m_o

$m_o = 0.25 \times 1.2 = 0.3$, kg /s

كمية الهواء الراجع kg/s, m_R

$m_R = m_t - m_O$

$= 1.2 - 0.3 = 0.9$, kg/s

انثالبيا الخليط h_M

$m_t . h_M = m_O h_O + m_R . h_R$

$1.2\ h_M = 0.3\ .\ 7.8 + 0.9 \times 51$

$h_M = 57.75$, kJ/kg

نقطة M يحددها تقاطع خط $h_M = 57.75$ مع الخط R-O

درجة حرارة هواء التغذية t_S

$$t_S = \frac{360 \times Q_t \times t_R - 273 q_S}{360 Q_t + q_S}$$

$$= \frac{360 \times 1 \times 25.5 - 273 \times 12.3}{360 \times 1 + 12.3} = 15.64, C°$$

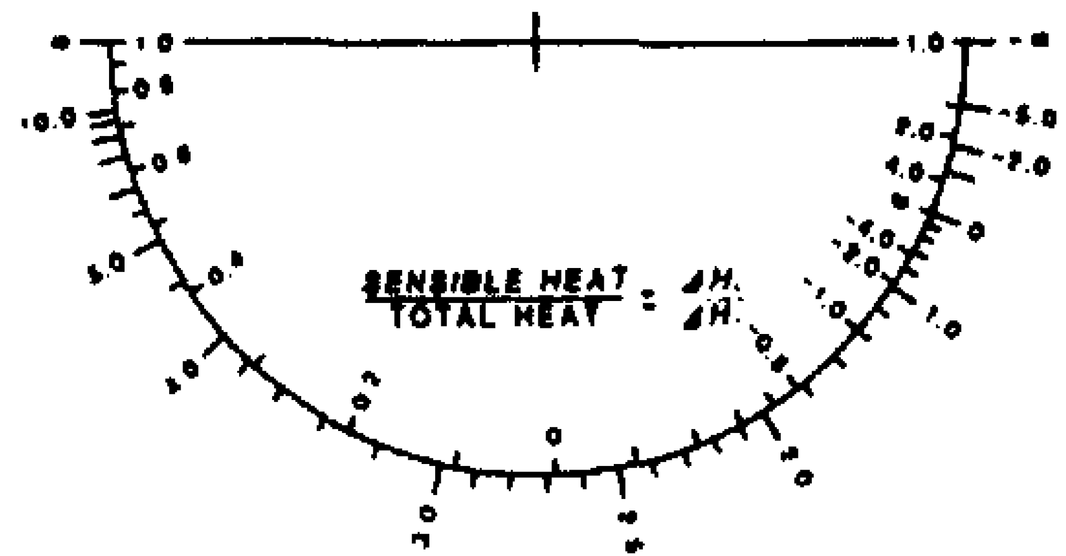


Fig. 7.10 Psychrometric chart for example 7.1

نسبة الرطوبة W_S لهواء التغذية

$$q_l = \frac{860000}{273 + t_S} \times Q_t \times (W_R^{'} - W_S)$$

$$5.3 = \frac{86000}{273 + 15.64} \times 1(0.01 - W_S)$$

$W_S = 0.0082$, kg wv / kg d.a.

لتحديد النقطة الرئيسية على خريطة السيكرومترى

1- نرسم خطا يصل بين النقطة القياسية (t_{db} = 24C° & 50%) والقيمة 0.7 على تدريج معامل الحرارة المحسوسة فنحصل على الخط القياسى.

2- من نقطة R نرسم خطا موازيا الخط القياسى فنحصل على خط الغرفة Room line.

3- من المحور الأفقى وعند t_S = 15.64C° نرسم خطا رأسيا فيقطع خط الغرفة فى نقطة (S) وهى تمثل حالة هواء التغذية.

4- من نقطة S نرسم خطا افقيــا عند Ws = 0.0082 kg / kg حتى يقطع منحنى ϕ =90% فى نقطة (d) وهى نقطة مغادرة الهواء لملف التبريد خلال العملية $\overleftarrow{dM}$.

ونشرح الدورة كالتالى:

الهواء الخارجى كتلة m_o يخلط مع هواء الراجع كتلته m_R وتكون نقطة الخلط هى (M) الهواء الذى كتلته m_t فى حالة M يمر على ملف التبريد فتنخفض درجة حرراته ورطوبته خلال العملية $\overleftarrow{dM}$ حتى يغادر ملف التبريد فى نقطة (d) بعد ذلك يتم تسخين الهواء تسخينا محسوسا بواسطة السخان المتأخر خلال العملية $\overrightarrow{dS}$ حتى نقطة التغذية (S).

سعة ملف التبريد

$q_{cc} = m_a\,(h_M - h_d)$

$= 1,2\,(57.75 - 32) = 30.9$, kW

كمية الرطوبة المزالة

$m_w = m_a\,(W_R - W_S)$

$= 1,2\,(0.012 - 0.0082) = 4.56.10^{-3}$, kg/s

سعة ملف التسخين المتأخر

$q_{H.C} = m_a\,(h_S - h_d)$

$= 1.2\,(36 - 32) = 4.8$, kW

Example 7-2

Space to be maintained at 24C°db and 50% RH. Heat losses from the space are 66kW sensible and 16.5 kW latent. The outdoor air required is 0.9m³/s and is at 10C°db and 60% RH. Determine the quantities of air supplied at 40C°db, the state of supply air, the size of furnace, or heating coil, and the humidifier characteristics.

معامل الحرارة لمحسوسة

$$RSHF = \frac{q_S}{q_S + q_l}$$

$$= \frac{66}{66 + 16.5} = 0.8$$

حالة الهواء فى الغرفة (R) منطبقة على حالة النقطة القياسية Fig 7.11. نصل نقطة (R) مع 0.8 على تدريج معامل الحرارة المحسوسة نحصل على خط الغرفة (الذى ينطبق فى هذه الحالة مع الخط القياسى). من المحور الأفقى وعند $t_S = 40C°$ نرسم خطا رأسيا يقطع خط الغرفة Room line فى نقطة (S) التى هى حالة هواء التغذية.

وبتطبيق المعادلة (6.9) نعين كمية الهواء Q

$$Q = \frac{q_S(273 + t_S)}{360(t_S - t_R)}$$

$$= \frac{66(273 + 40)}{360(40 - 24)} = 3.59, m^3/s$$

من خريطة السيكرومترى عند حالة التغذية: الحجم النوعى $v_o = 0.902 m^3/kg$

نحدد كمية الهواء m_a — $m_a = Q/v = 3.59/0.902 = 3.97$, kg/s

هذه الكتلة تساوى مجموع كتلتى تيارى الهواء الراجع والهواء الخارجى.

$$m_a = m_{(o)} + m_R$$

$$3.97 = \frac{0.9}{vo,} + m_R$$

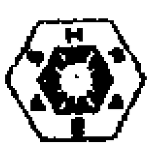
من خريطة السيكرومترى: الحجم النوعى للهواء الخارجى $v_o = 0.806 m^3/kg$

$$3.97 = \frac{0.9}{0.806} + m_R$$

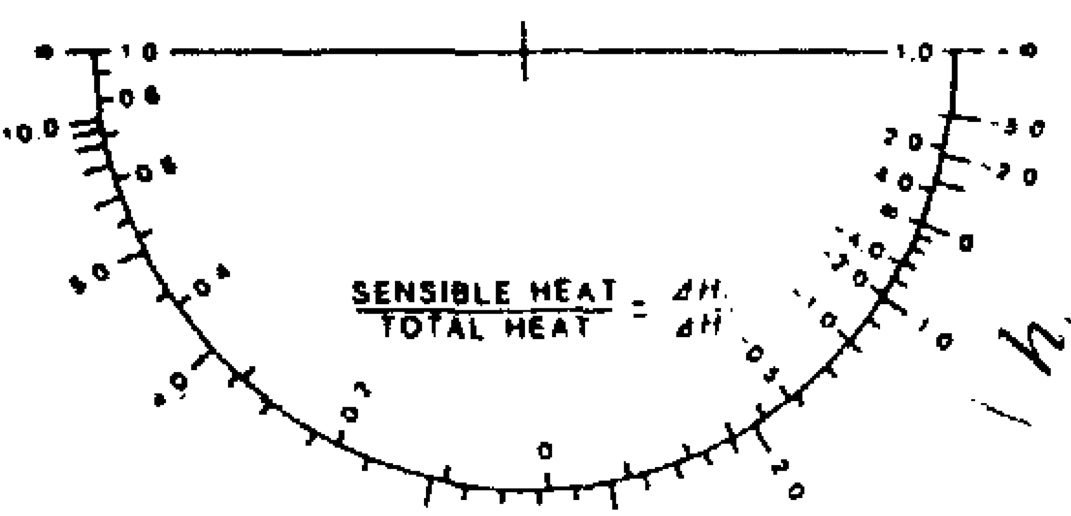
ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 1

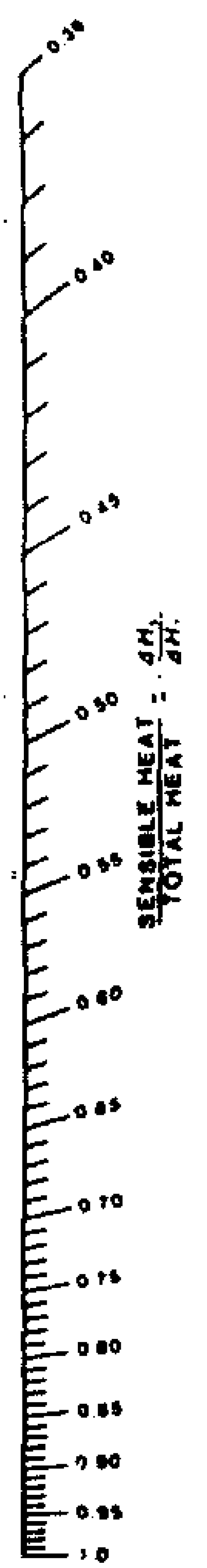
NORMAL TEMPERATURE SEA LEVEL

BAROMETRIC PRESSURE 101.325 kPa.



COPYRIGHT 1981
AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.





h_S / 69

h_R / 48

h_M / 40.3

h_O / 21

ENTHALPY (h) KILOJOULES PER KILOGRAM DRY AIR

SATURATION TEMPERATURE °C

0.92 VOLUME CUBIC METRE PER KILOGRAM DRY AIR

25 WET BULB TEMPERATURE °C

HUMIDITY RATIO (W) GRAMS MOISTURE PER KILOGRAM DRY AIR

10% RELATIVE HUMIDITY

O, W, M, R, S

DRY BULB TEMPERATURE °C

Prepared by: CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, University of Idaho

كتلة الهواء الراجع: m_R $m_R = 2.85$ kg/s

لا يجاد حالة الخلط نطبق قانون حفظ الطاقة

$$m_a . h_M = m_O . h_O + m_R . h_R \quad (1)$$

من خريطة السيكرومترى نقرأ

$h_O = 21 kJ / kg$ & $h_R = 48, kJ / kg$

وبالتعويض فى (1) نحصل على h_M

$$3,97 . h_M = (0.9 / 0.806)\ 21 + 2.85 \times 48$$

$$h_M = 40.36, \ kJ / kg$$

نرسم خطا من تدريج الانثالبيا $h_M = 40.36$,kJ/kg حتى يقطع الخط OR. نقطة التقاطع (M) تعطى موقع حالة هواء الخلط M. الهواء فى نقطة M يخضع إلى عملية ترطيب بثبات درجة الحرارة الرطبة مقدارها 14.2C° حتى يقطع منحنى (ϕ = 95%) فى نقطة (W) بعدها تجرى عملية تسخين محسوس للهوا من Wإلى حالة التغذية فى نقطة (S).

من الخريطة نحدد

$$q_{H.C} = m_a (h_S - h_W)$$

$$= 3.97\ (69 - 40.36) = 113.7, kW$$

سعة غرفة الترطيب

$$m_w = m_a (W_W - W_M)$$

$$= 3,97\ (0.10 - 0.008) = 7.94 \ kg/s.$$

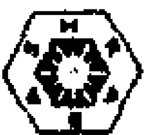
Example 7.3

An air- conditioning plant comprising outside air in take, re- circulated air, mixing chamber sprayed cooler coil, supply fan ducting handles a total of 1.26 kg/s of air. The cooler receives 20%by mass of fresh air at 28C°db, 20C°wb and 80% of re-circulated air at 22C°db, 50%RH. The space suffers a sensible gains of 10.57,kW and latent gains of 3.24,kW, then calculate the supply air conditions. If the sensible gain diminishes to 5kW, while the latent gain remaining constant, determine the cooler capacity for partially load conditions.

ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 1

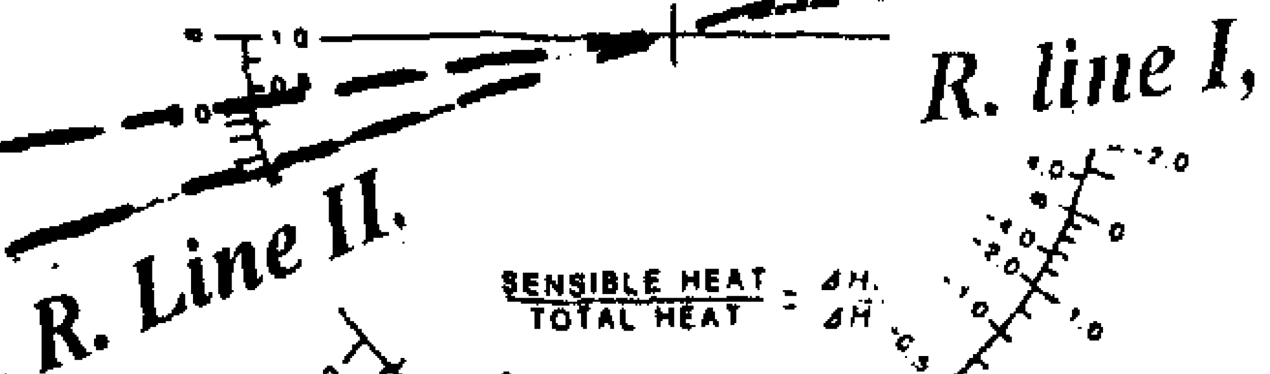
NORMAL TEMPERATURE SEA LEVEL

BAROMETRIC PRESSURE 101.325 kPa.



COPYRIGHT 1981

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.



ENTHALPY (h) KILOJOULES PER KILOGRAM DRY AIR

SATURATION TEMPERATURE °C

0.92 VOLUME CUBIC METRE PER KILOGRAM DRY AIR

WET BULB TEMPERATURE °C

10% RELATIVE HUMIDITY

HUMIDITY RATIO (W) GRAMS MOISTURE PER KILOGRAM DRY AIR

SENSIBLE HEAT / TOTAL HEAT = ΔHs / ΔHt

R. line II

R. line I

O

Coil Process line

M

R

S

S'

d

Room line,

DRY BULB TEMPERATURE °C

بالرجوع إلى Fig 7.12 نقرأ خواص الحالات (O) ، (R)

$h_O = 58, kJ/kg$ $W_O = 0{,}01125$ kg wv/kg d.a

$h_R = 44, kJ/kg$ $W_R = 0.0083$ kg wv/ kg d.a

انثالبيا الهواء (الخلط) قبل دخوله على ملف التبريد

$h_M = 0.2\ h_o + 0.8 h_R$

$= 0.2 \times 58 + 0.8 \times 44 = 47,\ kJ / kg$

نرسم خطا من تدريج الانثالبيا عند قيمة 47 , kJ / kg ليقطع خط R.O فى نقطة M. التى هى نقطة الخلط ومنه نقرأ أن $W_M = 0{,}0087$ kg wv/ kg d.a من خريطة السيكرومترى

نقرأ أن الحجم النوعى لهواء الخلط $v = 0.846\ m^3/kg$

∴ معدل تدفق الهواء m^3/s, Q

$Q = m \times v = 1{,}25 \times 0.846 = 1.07\ m^3/s$

نحدد حالة هواء التغذية t_S ، (Ws)

$$t_s = \frac{360 \times Q \times t_R - 273\, q_s}{360\, Q + q_s} = \frac{360 \times 1.07 \times 22 - 273 \times 11.57}{360 \times 1.07 + 11{,}57} = 13.4, C^{\circ}$$

$$q_l = \frac{860000 \times Q (W_R - W_S)}{273 + t_S}$$

$$3.24 = \frac{860000 \times 1.07 \times (0.0083 - W_S)}{273 + 13.4}$$

$W_S = 7.29\text{-}10^{-3}$, kg wv / kg d.a.

معامل الحرارة المحسوسة للغرفة RSHF

$$RSHF = \frac{q_S}{q_S + q_l} = \frac{11{,}57}{11.57 + 3.24} = 0.78$$

صل نقطة (S) مع نقطة R تعطى خط الغرفة Room line

صل النقطة القياسية مع SHF = 0.78 يعطى الخط القياسى R.line إذا كان الخطان متوازيان وهذا مؤشر على سلامة الخطوات.

من النقطة (S) أرسم خطا افقيا حتى يقطع المنحنى ϕ = 90% فى نقطة (d) وهى نقطة مغادرة الهواء لملف التبريد عبر تبريد الهواء وإزالة رطوبته خلال العملية $(\overleftarrow{dM})$

سعة ملف التبريد $q_{CC} = m_a (h_M - h_a)$

$= 1.26 (47 - 29) = 22.68, kW$.

العملية $\overleftarrow{Sd}$ هى عملية تسخين محسوس لهواء.قد تتم بمرور الهواء على موتور المروحة أو قد تزود وحدة المناولة بسخان متأخر لهذا الغرض سعته $q_{H.C}$

$q_{H.C} = m_a (h_S - h_d)$

$= 1,26 (32 - 29) = 3.78, kW$

فى حالة الحمل الجزئ و بغرض ثبات كمية الهواء المارة

$$RSHF = \frac{q`_S}{q`_S + q_l} = \frac{5}{5 + 3.24} = 0.61$$

$$t_S` = \frac{360 \times Q \times t_R - 273 - q`_S}{360 \times Q + q`_S}$$

$$= \frac{360 \times 1.07 \times 22 - 273 \times 5}{360 \times 1.07 + 5} = 18.22C°$$

$$q_l = \frac{860000 \times Q(W_R - W_s)}{273 + t_s`}$$

$$3.24 = \frac{860000 \times Q \times (0,0083 - W_s)}{273 + 18,22}$$

$W_S = 7,27\text{-}10^{-3}$kg wv / kg d.a.

نرسم من نقطة (`s) خطا أفقيا فى اتجاه ϕ = 90% حتى يقطعه فى (d) مصادفة نقطة التقاطع انطبقت مع نقطة (d) فى الحالة السابقة.

فيكون سعة ملف التبريد دون تغيير.

Problems.

7.1 As air- conditioned space is being held at 26,5C°db, 50%RH. A flow rate of 3000 L/s of supply air at 14C° and 90% RH, is being delivered to the space, to maintain that steady conditions. Find

a) sensible and latent heats absorbed from the room air.

b) The room SHF.

Ans. a : 32,5,kW, 10kW b: RSHF = 0.753

7-2 A building has a total heating load of 52,6 kW. The sensible heat factor for the space is 0.8. The space is to be maintained at 22C°db, 40% RH. Outdoor air at 5C° and 20% RH, in the amount of 0.472 m^3/s is required. Air is supplied to the space at 49C° Find:

a : The conditions and the amount of air supplied to the space.

b: The temperature rise of air through the furnace.

c: The amount of water at 10C° required to the humidifier.

d: The capacity of the furnace.

7.3 The air in a room is to be maintained at 22C°db, 50% RH, by supplying of air at the temperature of 12C°. The design conditions are as follows.

Sensible heat gains 6kW, latent heat gains 1.2,kW. Outdoor conditions are: 32C°db & 24C°wb. The ratio of re-circulated air to fresh air is fixed at 3: 1 by mass. Plant consists of a direct expansion cooler, re-heater and constant speed fan allowing 1C° for fan power. Calculate:

a. The supply air quantity in m^3/s and its moisture content

b. The load on the refrigeration plant.

c. The cooler coil CF and BF.

Ans. (a) : $Q = 0.6\ m^3/s$, W = 0.007 kg wv / kg d.a.

(b) : $q_{cc} = 13.6$ kW, (c) : CF = 0.88 , BF = 0.12.

7.4 The following design data has been established for the High Life Insurance Company Office building: Sensible heat gain 222.7,kW and 44,kW latent heat gain.

Outside design conditions: 35C°db & 24C°wb

Inside design conditions: 25C°db & 50%RH

Outside air required is 3.18, m^3/s

Supply air temperature is 14C°

Determine :

a. Supply air in m^3/s.
b. Supply air conditions .
c. Conditions of entering cooling coil .
d. Cooling coil sensible and latent heat, and total load.

7.5 An air-conditioned space has sensible cooling load of 59, kW and a room latent cooling load of 14.65,kW. It is maintained at 24C°db and 18C°wb. There are 0.57, m^3/s of air vented through cracks and hoods in the space. The outdoor air which is at the design conditions of 35C°db and 24C°wb is mixed with return air before it enters the air conditioning units.

a. Sketch the equipment and duct arrangement showing the known information.
b. Calculate RSHF.
c. Find the required air flow rate in m^3/s for supply air temperature of 16C°db
d. Determine the total cooling load
e. What is the effective surface temperature (apparatus dew point)?
f. What is the coil CF and BF?

7.6 A refrigeration chiller supplies chilled water to an air conditioning unit, the unit takes 1.415, m^3/s of outdoor at 35C°db and 24C°wb. This outdoor mixes with 9.44m^3/s of return air at 26C°db and 50%RH

Conditioned air leaves the cooling coil in the air-conditioning coil at 11C°db and 90%RH.

A- What is the load on the chiller due to the coil in e air conditioning unit?

B- Assume that the conditioned air is reheated to 20C°db with electric heaters. What is the operating cost per hour of these heater if the power costs 0.20LE per KW/h. ?

7-7 A building has a calculated load of 410kW, of which 100, kW is latent. The space is to be maintained at 25C°db, 50%RH. Outdoor air is at 38C°db and 50%RH. 10% of supplied air to the space by mass is outdoor. Air is to be supplied to the space not less than 18C°. Find:

a) The minimum amount of air supplied to the space.
b) The volumetric flow rates of return air exhaust, and outdoor air.
c) The conditions and the volumetric flow rate of the air entering the cooling coil.
d) The capacity of the apparatus, dew point, CF, and SHF of the cooling coils.

Ans. (a) : 29.4, m^3/s, (b) : Q_R= 26,73m^3/s , Q_E = Q_O =3.29, m^3/s

(c): h_M = 55.15 kJ/kg, Qs = 29,4 m^3/s & w_m = 0.oll kg wv / kg d.a

(d) : q_{CC} = 722,1 kW, & dP = 10C° & CF = 0.88 & SHF = 0.7

7.8 An enclosed swimming pool has sensible heat loss of 88,kW and a latent heat gain of 110, kW on a design day, when the outdoor air is at 2C°db and 20% RH. The space is to be maintained at 24C° and 50% RH. Outdoor is to be heated to 16C°, mixed with re-circulated air from the conditioned space and then heated to the supply conditions.

a) At what rate, in, m^3/s, is the air supplied to the space if the supply temperature is equal to 35C°?
b) In what rate in m^3/s is the outdoor and re-circulated air flowing?
c) What is the capacity of preheating coil?

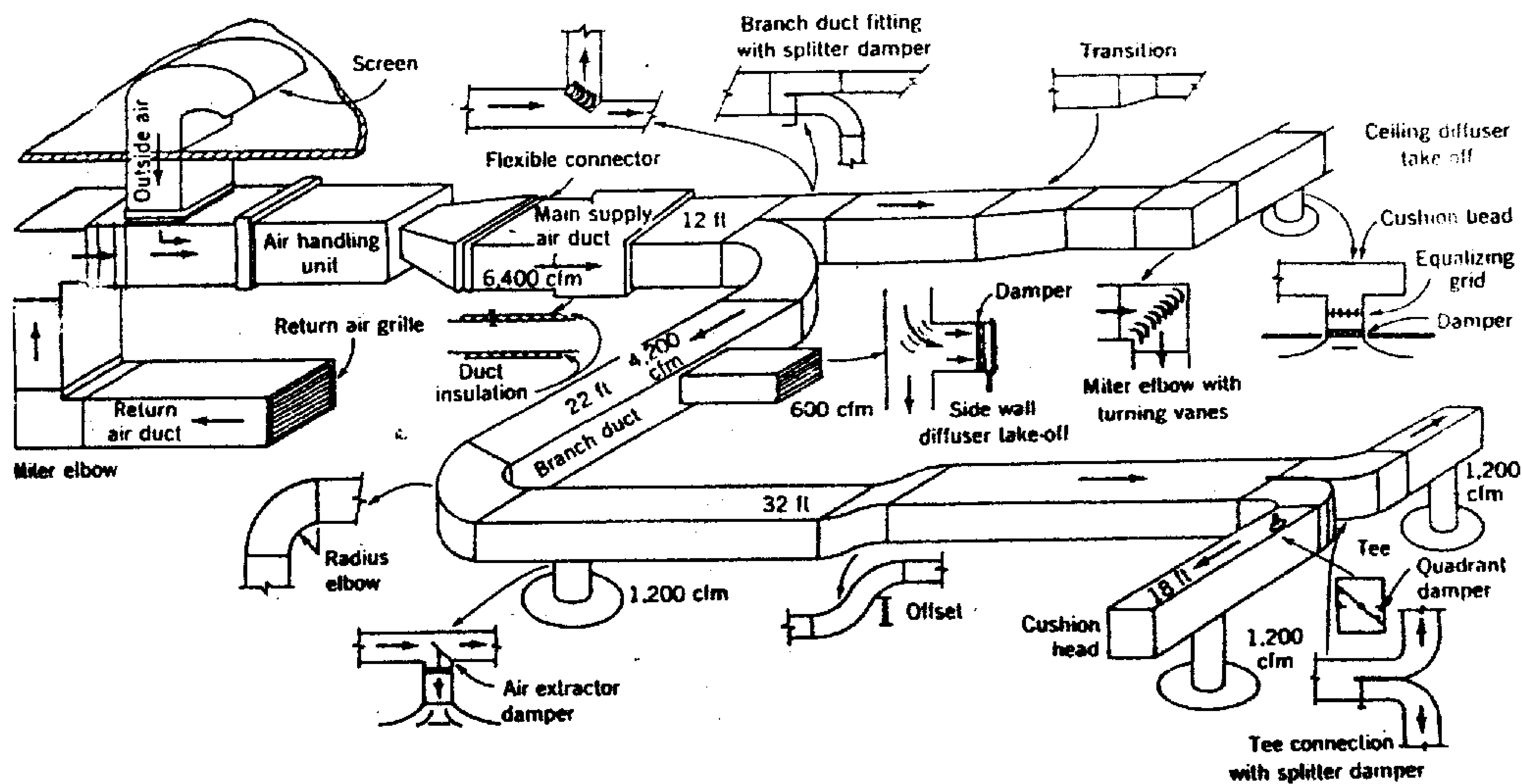
8

تصميم مسالك الهواء
AIR DUCT WORK DESIGN

مقـــدمــة *General*

الهــواء المكــيف الــذي يخـــرج من جهاز تكييف الهواء أو وحدة المناولة (Air handling unit AHU) يــوزع على الأماكن المختلفة بواسطة مسالك أو مجاري (Ducts) . فعند خروج الهواء مباشـــرة يمـــر داخـــل مجاري هواء موصله مباشرة بجهاز التكييف تسمي مسالك التغذية الرئيسية Main supply ducts وإذا تفرعـــت هـــذه المسالك إلى مسالك فرعية لتغذية المناطق (Zones) تســمى مســالك تغذية فرعية Branch supply ducts حتى تصل إلى أماكن التغذية داخل الغرف فــيخرج الهـــواء مـــن خـــلال المخـــارج Outlets التي تكون في صورة نواشر Diffusers أو مســتقبلات Registers . ينتشـــر الهواء في الغرف فيبرد أو يسخن المكان حسب الحاجة ويتعامل مـــع مـــا به من ملوثات مثل ثاني أكسيد الكربون والادخنة والرطوبة المتولدة في المكان ويتم سحبه إلـــى جهـــاز التكيـــيف مـــرة أخرى أو إخراجه كليا أو جزئيا من خلال مسالك تسمى مسالك هواء راجـــع فرعـــية Branch return ducts والتي تصب في النهاية في مسلك الهواء الراجع الرئيسي Main return duct .

الهـــواء الخـــارج مـــن جهاز التكييف يدفع داخل المجاري التي تقوم بتوزيعه على الاماكن المختلفة بتاثـــير الضـــغط الذي تولدة مروحة الجهاز . ونظرا لأن جهاز التكيف قد يخدم أكثر من مكان ذى احتـــياجات مخـــتلفة مـــن الهـــواء فقـــد تتجه المسالك إلى أعلى او اسفل من خلال مسالك مستقيمة Straight ducts ومـــن خـــلال تركيـــبات Fittings . يعـــانى مرور الهواء داخل المسالك من الاحـــتكاك الـــذي ينشـــأ عـــن ملامســـة الهواء أثناء مروره على السطح الداخلي للمسالك فينشأ فقد للضـــغط خـــلال المســـالك المســـتقيمة Straight duct بالإضافة إلى انخفاض الضغط الذي تسببه الدوامـــات الهوائـــية المـــتولدة نتـــيجة تغيير اتجاه أو سرعة او معدل تدفق الهواء. كل هذا مجتمعا



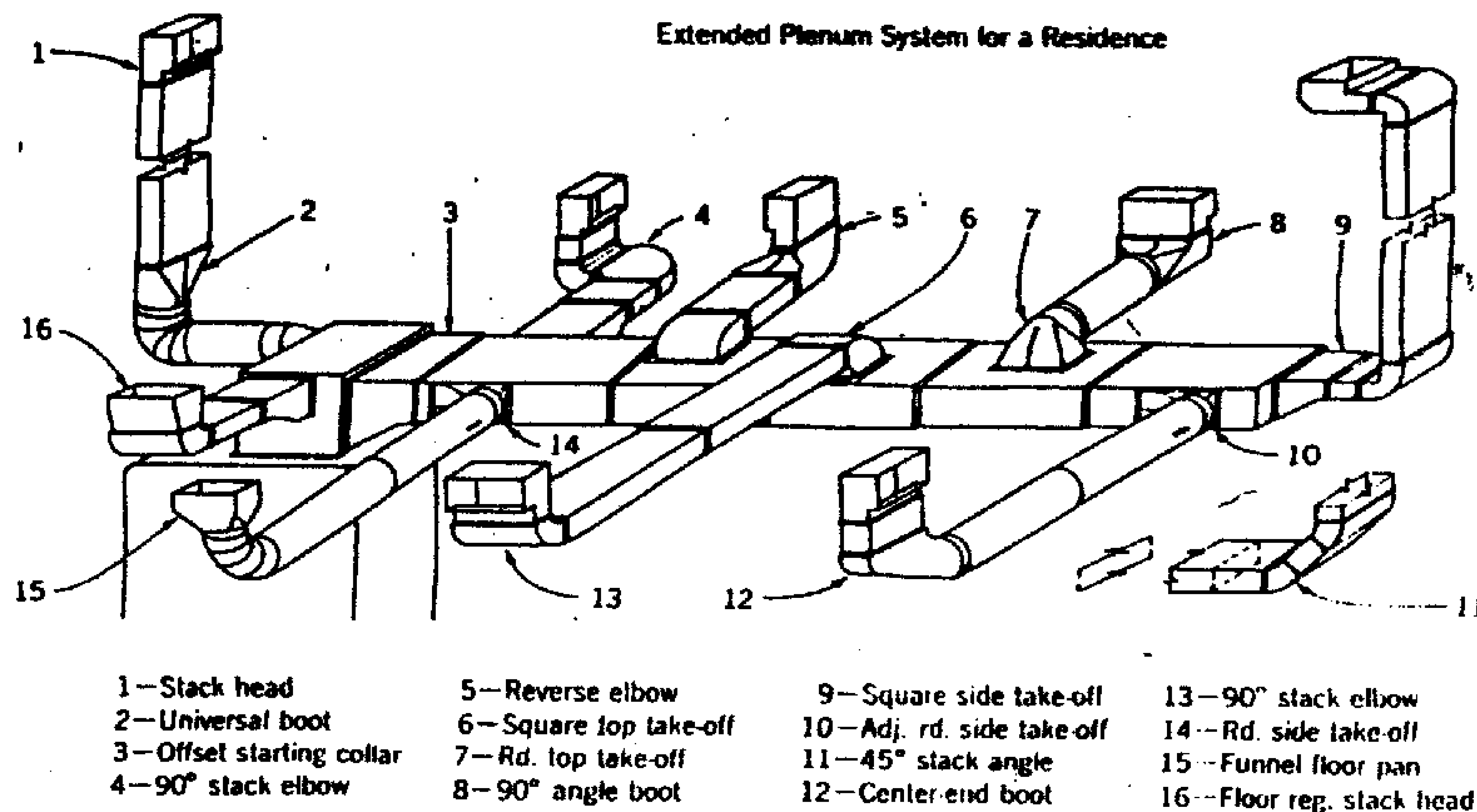


Figure 8.1 Phantom layout of two A/C systems showing certain ductwork details and commonly used fittings

يــؤدي إلــى فقد في الضـغط . ويعمل التصميم الصحيح لمجاري الهواء على تحديد مقدار هذا الفقد بدرجـــة تجعــل مـــروحة الجهـــاز أن تتغلـــب عليه وتقوم بدفع الكمية المطلوبة من الهواء للأماكن المختلفة

8.1 فقد الضغط في المسالك المستقيمة

8.1 Pressure Loss in Straight Ducts

المعادلة الرئيسية لفقد الضغط في الانابيب أو المسالك ذات المقطع الدائري هي

$$\Delta P = f\frac{L}{D}\frac{V^2}{2}\rho \qquad (8.1)$$

حيث	ρ	كثافة الهواء , kg/m^3
	L	طول المسلك , m
	D	قطر المسلك , m
	V	هى السرعة المتوسطة , m/s
	f	معامل مودى Moody للأحتكاك

هــذا المعــامل يعتمد على رقم رينولــدز Re Reynolds number والخشونـــة النسبية للسطــح (ε /D) ويمكــن تقديــر f مــن خــريطة مودى Moody chart والمبينة فى Fig 8.2 أو يمكن حسابها فى معادلة Colebrook - Wihte .

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{\varepsilon}{2.7D_h} + \frac{2.51}{\mathrm{Re}\sqrt{f}}\right) \qquad (8.2)$$

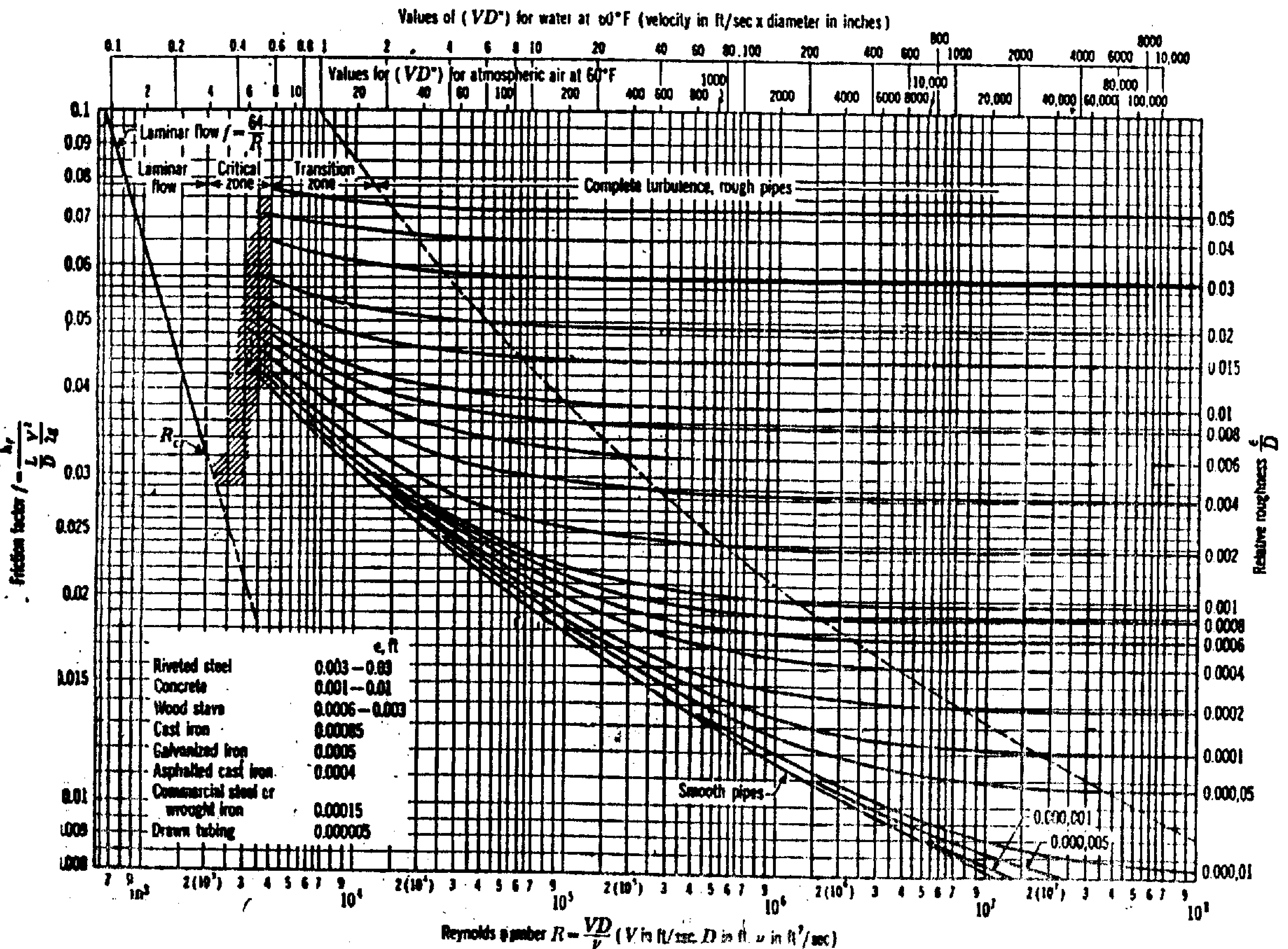
و المعادلة التقريبية

$$f = 0.11\left(\frac{\varepsilon}{D_h} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0.25} \qquad (8.3)$$

حيث (ε,mm) الخشونة المطلقة للسطح ويمكن الحصول عليها لبعض الأسطح من Table 8.1

Re رقم رينولدز Reynolds number يمكن حسابه من المعادلة

$$\mathrm{Re} = \frac{VD\rho}{\mu} \qquad (8.4)$$



(This diagram, reproduced on a larger scale, is in an envelope attached to the

Figure 8.2 Moody chart

حيث μ اللزوجة الديناميكية ويمكن تقديرها من جداول خواص الهواء .

للمسلك الغير دائري يمكن استخدام تعبير القطر الهيدروليكي (D_h Hydraulic diameter)

في رقم Re والذي يمكن حسابه كما يلي :

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad , m \qquad (8.5)$$

حيث A مساحة المقطع العرضى للمسلك , m^2.

P محيط المقطع العرضى للمسلك , m .

فى الظروف القياسية فإن Re يمكن حسابه تقريبيا من المعادلة

$$Re = 66400\, D_h.V \qquad (8.6)$$

بمعلومية الخشونة النسبية ورقم رينولدز Re يمكن تقدير معامل الاحتكاك f من معادلة (8.2) أو (8. 3) وبالتعويض في معادلة (8.1) يمكن الحصول على فقد الضغط ΔP .

لتسهيل عملية تعيين فقد الضغط في المسالك المستقيمة ذات المقطع الدائري يمكن الاستعانة بـــ المخطط المبين في Fig 8.3 والذي يمزج بين معدل تدفق الهواء (Q, L/s) والقطر (D,mm) وسرعة الهواء ((V, (m/s)) ومعدل فقط الضغط للمتر الطولى $(\Delta P_f /m\, ,\, Pa/m)$ وبمعلومية أى عنصرين (V, D, Q) يمكن تعيين $(\Delta P_f/m)$ وبمعرفة طول المسلك L فيكون فقد الضغط نتيجة الاحتكاك فى هذا المسلك:

$$\Delta P = \frac{\Delta P_f}{m} \times L \qquad P_a , \qquad (8.7)$$

8.2 فقد الضغط في المسالك ذات مقطع مستطيل

8.2 Pressure Drop in Rectangular Ducts

فقـــد الضغط في المسالك ذات المقطع المستطيل أكبر مقارنة بالفقد في المسالك ذات المقطع الدائري والتـــي تتســـاوى معهـــا فـــي مســـاحة المقطع والسعة . ومن الناحية العملية المسالك ذات المقطع المســـتطيل ذات نسبة باعية (Aspect ratio < 8) سوف يكون لها نفس الفقد في الضغط لنفس الســـرعة المتوســـطة للـــتدفق فـــى المســـلك ذات المقطـــع الدائري والذي يتساوى معه في القطر

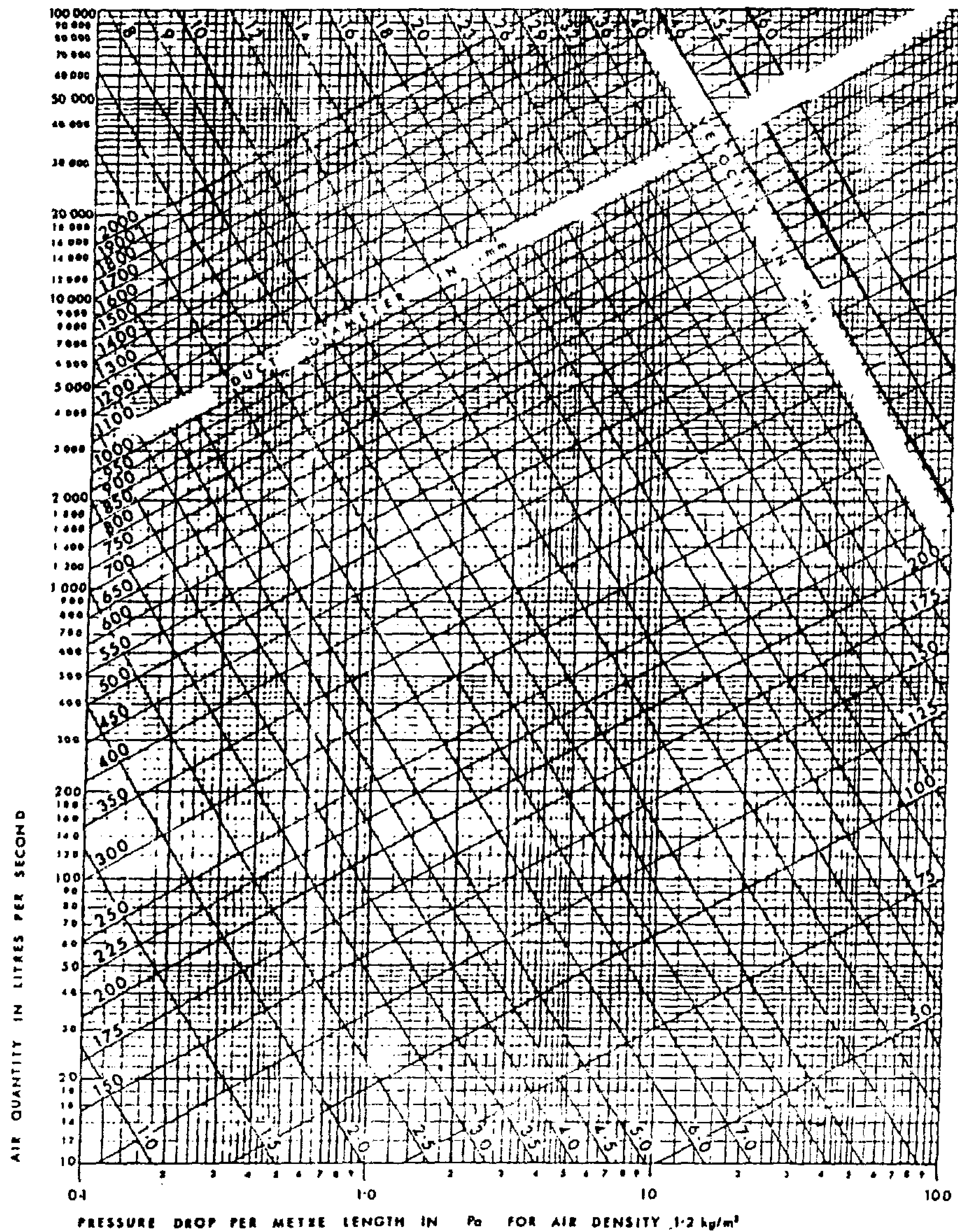


Figure 8.3 Duct sizing chart for circular cross- sectional duct

Table 8.1 Relative roughness.

Material	ε [mm]
Unclad, clean carbon steel PVC pipe Aluminium	0,03
Zinc-plated steel, longitudinal seam, flanging every 1200 mm Zinc-plated steel and spiral seam with 1, 2 and 3 ribs and flanging every 3600 mm	0,09
Pre-insulated aluminium P3ductal ducts	0,12
Zinc-plated steel, longitudinal seam, flanging every 750 mm	0,15
Stiff fibre-glass ducts	0,9
Ducts with internal fibre-glass facing Flexible metal pipe (when completely extended) Flexible pipe (all types) Concrete	3,0

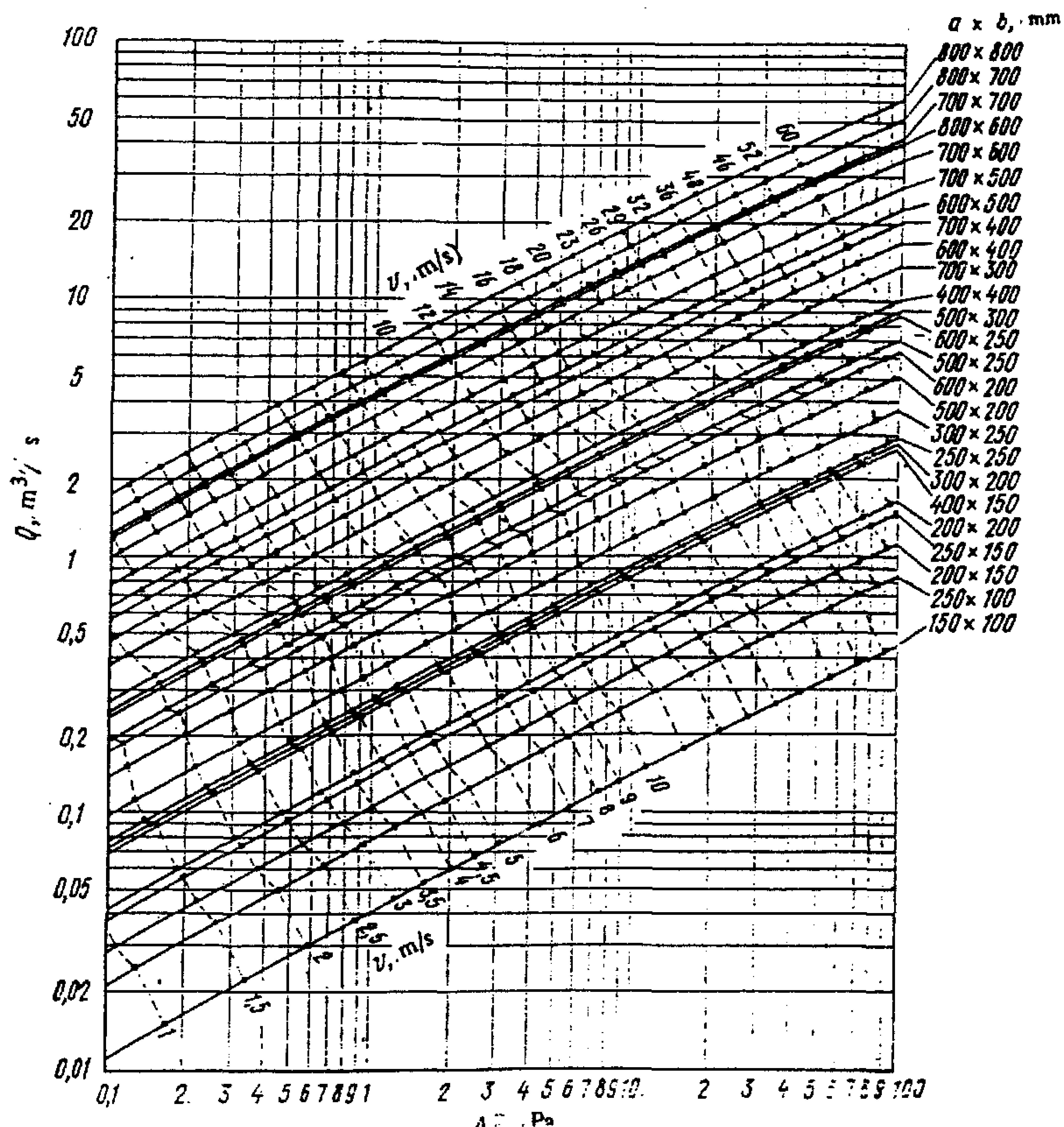


Figure 8.4 Duct sizing chart for rectangular cross- sectional duct

الهيدوليكي D_h . لاستخدام المخطط في (Fig 8.3) يجب استخدام تعبير القطر المكافئ Equivalent diameter (D_{eq}) والذي يمكن حسابه من المعادلة

$$D_{eq} = 1.3 \frac{(ab)^{0.625}}{(a+b)^{0.25}} \quad m, \qquad (8.8)$$

حيث a,b أبعاد المقطع العرضي للمسلك المستطيل .

لاحظ أن D_h لا تساوي D_{eq}

تأسيسا على Eq (8.8) تم وضع Table 8.2 لتعين أما (a,b) أو لتعيين D_{eq} . كما يمكن استخدام Fig 8. 4 لتعيين الفقد للضغط في المسالك ذات المقطع المستطيل مباشرة دون تعيين D_{eq}

Example 8.1

A rectangular duct has dimensions of $0.25_m \times 1_m$. Using Fig (8.3), determine the pressure drop per meter length when 1.2 m^3/s of air flows through the duct

. نعين أولا القطر المكافئ

$$D_{eq} = 1.3\ (ab)^{0.625} / (a+b)^{0.25}$$
$$= 1.3\ (0.25 \times 1)^{0.625} / (1.25)^{0.25} = 0.52\ m .$$

بالدخول في Fig 8. 3 وعند تقاطع معدل التدفق Q= 1200 L/s ، مع القطر D=0.52 m

نجد أن معدل فقط الضغط للمتر الطولي هو $(\Delta P_f / m) = 0.7$ Pa

8.3 فقد الضغط في المسالك البيضاوية

8.3 Pressure Loss in Oval Duct

في بعض التطبيقات قد تستخدم المسالك البيضاوية يمكن تعيين فقد الضغط فيها باستخدام المخطط للمسالك الدائرية من خلال القطر المكافئ الذي يحدد بالمعادلة :

$$D_{eq} = 1.55\ A^{0.625} / P^{0.25} \quad m, \qquad (8.9)$$

حيث مساحة المقطع A تحدد بالمعادلة

Table 8.2 Equivalent rectangular.

	150		200		250		300		350		400		450		500	
	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]
150	164	0,0211														
200	189	0,028	219	0,0376												
250	210	0,0346	244	0,0467	273	0,0585										
300	229	0,0412	266	0,0555	299	0,0702	328	0,0845								
350	245	0,0471	286	0,0642	322	0,0814	354	0,0984	383	0,1152						
400	260	0,0531	305	0,073	343	0,0924	378	0,1122	409	0,1313	437	0,1499				
450	274	0,0589	321	0,0809	363	0,1034	400	0,1256	433	0,1472	464	0,169	492	0,19		
500	287	0,0647	337	0,0892	381	0,114	420	0,1385	455	0,1625	488	0,1869	518	0,2106	547	0,23
550	299	0,0702	352	0,0973	398	0,1243	439	0,1513	477	0,1786	511	0,205	543	0,2315	573	0,25
600	310	0,0754	365	0,1046	414	0,1345	457	0,1639	496	0,1931	533	0,223	567	0,2524	598	0,28
650	321	0,0809	378	0,1122	429	0,1445	474	0,1764	515	0,2082	553	0,2401	589	0,2723	622	0,30
700	331	0,086	391	0,12	443	0,1541	490	0,1885	533	0,223	573	0,2577	610	0,2921	644	0,32
750	341	0,0913	402	0,1269	457	0,1639	506	0,201	550	0,2375	592	0,2751	630	0,3116	666	0,34
800	350	0,0962	414	0,1345	470	0,1734	520	0,2123	567	0,2524	609	0,2911	649	0,3306	687	0,37
850	359	0,1012	424	0,1411	482	0,1824	534	0,2238	582	0,2659	626	0,3076	668	0,3503	706	0,39
900	367	0,1057	435	0,1485	494	0,1916	548	0,2357	597	0,2798	643	0,3246	686	0,3694	726	0,41
950	376	0,111	445	0,1554	506	0,201	561	0,2471	612	0,294	659	0,3409	703	0,388	744	0,43
1000	384	0,1158	454	0,1618	517	0,2098	574	0,2586	626	0,3076	674	0,3566	719	0,4058	762	0,45
1050	391	0,12	464	0,169	528	0,2188	586	0,2696	639	0,3205	689	0,3727	735	0,4241	779	0,47
1100	399	0,125	473	0,1756	538	0,2272	598	0,2807	652	0,3337	703	0,388	751	0,4427	795	0,49
1150	406	0,1294	481	0,1816	548	0,2357	609	0,2911	665	0,3471	717	0,4036	766	0,4606	812	0,51
1200	413	0,1339	490	0,1885	558	0,2444	620	0,3018	677	0,3598	731	0,4195	780	0,4776	827	0,53
1250			498	0,1947	568	0,2533	631	0,3126	689	0,3727	744	0,4345	795	0,4961	843	0,55
1300			506	0,201	577	0,2613	642	0,3235	701	0,3857	757	0,4498	808	0,5125	857	0,57
1350			514	0,2074	586	0,2696	652	0,3337	713	0,3991	769	0,4642	822	0,5304	872	0,59
1400					595	0,2779	662	0,344	724	0,4115	781	0,4788	835	0,5473	886	0,61
1450					604	0,2864	672	0,3545	735	0,4241	793	0,4936	848	0,5645	900	0,63
1500					612	0,294	681	0,3641	745	0,4357	805	0,5087	860	0,5806	913	0,65
1550					621	0,3027	691	0,3748	756	0,4487	816	0,5227	873	0,5983	926	0,67
1600							700	0,3847	766	0,4606	827	0,5369	885	0,6148	939	0,69
1650							709	0,3946	776	0,4727	838	0,5513	897	0,6316	952	0,71
1700							718	0,4047	785	0,4837	849	0,5658	908	0,6472	964	0,72
1750							726	0,4138	795	0,4961	859	0,5792	919	0,663	976	0,74
1800							735	0,4241	804	0,5074	869	0,5928	930	0,6789	988	0,76
1850							743	0,4334	814	0,5201	879	0,6065	941	0,6951	1000	0,78
1900							751	0,4427	823	0,5317	889	0,6204	952	0,7114	1012	0,80
1950							759	0,4522	831	0,5421	899	0,6344	963	0,728	1023	0,82
2000							767	0,4618	840	0,5539	908	0,6472	973	0,7432	1034	0,83
2050							775	0,4715	849	0,5658	918	0,6615	983	0,7585	1045	0,857
2100							782	0,48	857	0,5765	927	0,6746	993	0,774	1055	0,87
2150							790	0,4899	866	0,5887	936	0,6877	1003	0,7897	1066	0,89
2200							797	0,4986	874	0,5996	945	0,701	1013	0,8055	1076	0,90
2250							805	0,5087	882	0,6107	954	0,7144	1022	0,8199	1087	0,927
2300							812	0,5176	890	0,6218	963	0,728	1031	0,8344	1097	0,944
2350							819	0,5265	898	0,633	971	0,7401	1041	0,8507	1107	0,962
2400							826	0,5356	905	0,6429	980	0,7539	1050	0,8655	1116	0,977
2450							833	0,5447	913	0,6544	988	0,7663	1059	0,8804	1126	0,995
2500							840	0,5539	920	0,6644	996	0,7787	1068	0,8954	1136	1,013
2550									928	0,676	1004	0,7913	1076	0,9089	1145	1,029
2600									935	0,6863	1012	0,804	1085	0,9241	1154	1,045
2650									942	0,6966	1020	0,8167	1094	0,9395	1163	1,061
2700									950	0,7085	1028	0,8296	1102	0,9533	1173	1,080
2750									957	0,7189	1036	0,8425	1110	0,9672	1181	1,094
2800									964	0,7295	1043	0,854	1119	0,9829	1190	1,111
2850									970	0,7386	1051	0,8671	1127	0,9971	1199	1,128
2900									977	0,7493	1058	0,8787	1135	1,0113	1208	1,145
2950									984	0,7601	1066	0,892	1143	1,0256	1216	1,160
3000									991	0,7709	1073	0,9038	1151	1,04	1225	1,178

	550		600		650		700		750		800		850		900		950		1000	
	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]
150																				
200																				
250																				
300																				
350																				
400																				
450																				
500																				
550	601	0,2835																		
600	628	0,3096	656	0,3378																
650	653	0,3347	683	0,3662	711	0,3968														
700	677	0,3598	708	0,3935	737	0,4264	765	0,4594												
750	700	0,3847	732	0,4206	763	0,457	792	0,4924	820	0,5278										
800	722	0,4092	755	0,4475	787	0,4862	818	0,5253	847	0,5632	875	0,601								
850	743	0,4334	778	0,4751	811	0,5163	842	0,5565	872	0,5969	901	0,6373	929	0,678						
900	763	0,457	799	0,5011	833	0,5447	866	0,5887	897	0,6316	927	0,6746	956	0,717	984	0,760				
950	783	0,4813	820	0,5278	855	0,5739	889	0,6204	921	0,6659	952	0,7114	982	0,757	1011	0,802	1039	0,847		
1000	802	0,5049	840	0,5539	876	0,6024	911	0,6515	944	0,6995	976	0,7478	1007	0,796	1037	0,844	1065	0,890	1093	0,938
1050	820	0,5278	859	0,5792	897	0,6316	932	0,6819	967	0,734	1000	0,785	1031	0,834	1062	0,885	1091	0,934	1120	0,985
1100	838	0,5513	878	0,6051	916	0,6587	953	0,7129	988	0,7663	1022	0,8199	1055	0,874	1086	0,926	1117	0,979	1146	1,031
1150	855	0,5739	896	0,6302	936	0,6877	973	0,7432	1009	0,7992	1044	0,8556	1078	0,912	1110	0,967	1141	1,022	1172	1,078
1200	872	0,5969	914	0,6558	954	0,7144	993	0,774	1030	0,8328	1066	0,892	1100	0,950	1133	1,008	1165	1,065	1196	1,123
1250	888	0,619	931	0,6804	973	0,7432	1012	0,804	1050	0,8655	1086	0,9258	1122	0,988	1156	1,049	1188	1,108	1220	1,168
1300	904	0,6415	948	0,7055	990	0,7694	1031	0,8344	1069	0,8971	1107	0,962	1143	1,026	1177	1,088	1211	1,151	1244	1,215
1350	919	0,663	964	0,7295	1007	0,796	1049	0,8638	1088	0,9292	1126	0,9953	1163	1,062	1199	1,129	1233	1,193	1267	1,260
1400	934	0,6848	980	0,7539	1024	0,8231	1066	0,892	1107	0,962	1146	1,031	1183	1,099	1220	1,168	1255	1,236	1289	1,304
1450	949	0,707	996	0,7787	1041	0,8507	1084	0,9224	1125	0,9935	1165	1,0654	1203	1,136	1240	1,207	1276	1,278	1311	1,349
1500	963	0,728	1011	0,8024	1057	0,877	1100	0,9499	1143	1,0256	1183	1,0986	1222	1,172	1260	1,246	1297	1,321	1332	1,393
1550	977	0,7493	1026	0,8264	1072	0,9021	1117	0,9794	1160	1,0563	1201	1,1323	1241	1,209	1279	1,284	1317	1,362	1353	1,437
1600	991	0,7709	1041	0,8507	1088	0,9292	1133	1,0077	1177	1,0875	1219	1,1665	1259	1,244	1298	1,323	1336	1,401	1373	1,480
1650	1005	0,7929	1055	0,8737	1103	0,955	1149	1,0364	1193	1,1173	1236	1,1992	1277	1,280	1317	1,362	1356	1,443	1393	1,523
1700	1018	0,8135	1069	0,8971	1118	0,9812	1164	1,0636	1209	1,1474	1253	1,2325	1295	1,317	1335	1,399	1375	1,484	1413	1,567
1750	1031	0,8344	1082	0,919	1132	1,0059	1180	1,093	1225	1,178	1270	1,2661	1312	1,351	1353	1,437	1393	1,523	1432	1,610
1800	1043	0,854	1096	0,943	1146	1,031	1195	1,121	1241	1,209	1286	1,2982	1329	1,387	1371	1,476	1412	1,565	1451	1,653
1850	1056	0,8754	1109	0,9655	1160	1,0563	1209	1,1474	1256	1,2384	1302	1,3307	1346	1,422	1388	1,512	1430	1,605	1470	1,696
1900	1068	0,8954	1122	0,9882	1174	1,0819	1224	1,1761	1271	1,2681	1318	1,3636	1362	1,456	1405	1,550	1447	1,644	1488	1,738
1950	1080	0,9156	1135	1,0113	1187	1,106	1238	1,2031	1286	1,2982	1333	1,3949	1378	1,491	1422	1,587	1465	1,685	1506	1,780
2000	1092	0,9361	1147	1,0328	1200	1,1304	1252	1,2305	1301	1,3287	1348	1,4264	1394	1,525	1438	1,623	1482	1,724	1523	1,821
2050	1104	0,9568	1160	1,0563	1213	1,155	1265	1,2562	1315	1,3574	1363	1,4583	1410	1,561	1455	1,662	1498	1,762	1541	1,864
2100	1115	0,9759	1172	1,0783	1226	1,1799	1279	1,2841	1329	1,3865	1378	1,4906	1425	1,594	1470	1,696	1515	1,802	1558	1,906
2150	1126	0,9953	1184	1,1006	1239	1,2051	1292	1,3104	1343	1,4159	1392	1,5211	1440	1,628	1486	1,733	1531	1,840	1574	1,945
2200	1137	1,0148	1195	1,121	1251	1,2285	1305	1,3369	1356	1,4434	1406	1,5518	1455	1,662	1501	1,769	1547	1,879	1591	1,987
2250	1148	1,0346	1207	1,1436	1263	1,2522	1318	1,3636	1370	1,4734	1420	1,5829	1469	1,694	1517	1,807	1563	1,918	1607	2,027
2300	1159	1,0545	1218	1,1646	1275	1,2761	1330	1,3886	1383	1,5015	1434	1,6142	1484	1,729	1532	1,842	1578	1,955	1623	2,068
2350	1169	1,0728	1230	1,1876	1287	1,3002	1343	1,4159	1396	1,5298	1448	1,6459	1498	1,762	1546	1,876	1593	1,992	1639	2,109
2400	1180	1,093	1241	1,209	1299	1,3246	1355	1,4413	1409	1,5584	1461	1,6756	1512	1,795	1561	1,913	1608	2,030	1655	2,150
2450	1190	1,1116	1252	1,2305	1310	1,3471	1367	1,4669	1422	1,5873	1474	1,7056	1526	1,828	1575	1,947	1623	2,068	1670	2,189
2500	1200	1,1304	1262	1,2502	1322	1,3719	1379	1,4928	1434	1,6142	1488	1,7381	1539	1,859	1589	1,982	1638	2,106	1685	2,229
2550	1210	1,1493	1273	1,2721	1333	1,3949	1391	1,5189	1446	1,6414	1500	1,7663	1553	1,893	1603	2,017	1652	2,142	1700	2,269
2600	1220	1,1684	1283	1,2922	1344	1,418	1402	1,543	1459	1,671	1513	1,797	1566	1,925	1617	2,053	1667	2,181	1715	2,309
2650	1230	1,1876	1294	1,3144	1355	1,4413	1414	1,5695	1471	1,6986	1526	1,828	1579	1,957	1630	2,086	1681	2,218	1729	2,347
2700	1240	1,207	1304	1,3348	1366	1,4648	1425	1,594	1483	1,7264	1538	1,8569	1592	1,990	1644	2,122	1695	2,255	1744	2,388
2750	1249	1,2246	1314	1,3554	1376	1,4863	1436	1,6187	1494	1,7521	1550	1,886	1604	2,020	1657	2,155	1708	2,290	1758	2,426
2800	1259	1,2443	1324	1,3761	1387	1,5102	1447	1,6436	1506	1,7804	1562	1,9153	1617	2,053	1670	2,189	1722	2,328	1772	2,465
2850	1268	1,2621	1334	1,397	1397	1,532	1458	1,6687	1517	1,8065	1574	1,9448	1630	2,086	1683	2,224	1735	2,363	1786	2,504
2900	1277	1,2801	1344	1,418	1408	1,5562	1469	1,694	1529	1,8352	1586	1,9746	1642	2,117	1696	2,258	1748	2,399	1800	2,543
2950	1286	1,2982	1353	1,437	1418	1,5784	1480	1,7195	1540	1,8617	1598	2,0046	1654	2,148	1709	2,293	1762	2,437	1813	2,580
3000	1295	1,3165	1363	1,4583	1428	1,6008	1490	1,7428	1551	1,8884	1609	2,0323	1666	2,179	1721	2,325	1774	2,471	1827	2,620

	1050		1100		1150		1200		1250		1300		1350		1400		1450		1500	
	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]	Diam. [mm]	Sect. [m²]
150																				
200																				
250																				
300																				
350																				
400																				
450																				
500																				
550																				
600																				
650																				
700																				
750																				
800																				
850																				
900																				
950																				
1000																				
1050	1148	1,035																		
1100	1175	1,084	1202	1,134																
1150	1201	1,132	1229	1,186	1257	1,240														
1200	1226	1,180	1256	1,238	1284	1,294	1312	1,351												
1250	1251	1,229	1281	1,288	1310	1,347	1339	1,407	1366	1,465										
1300	1275	1,276	1306	1,339	1336	1,401	1365	1,463	1393	1,523	1421	1,585								
1350	1299	1,325	1330	1,389	1361	1,454	1391	1,519	1420	1,583	1448	1,646	1476	1,710						
1400	1322	1,372	1354	1,439	1385	1,506	1416	1,574	1446	1,641	1475	1,708	1503	1,773	1530	1,838				
1450	1344	1,418	1377	1,489	1409	1,558	1440	1,628	1471	1,699	1500	1,766	1529	1,835	1557	1,903	1585	1,972		
1500	1366	1,465	1400	1,539	1433	1,612	1464	1,683	1495	1,755	1526	1,828	1555	1,898	1584	1,970	1612	2,040	1640	2
1550	1388	1,512	1422	1,587	1455	1,662	1488	1,738	1519	1,811	1550	1,886	1580	1,960	1610	2,035	1639	2,109	1667	2
1600	1409	1,558	1444	1,637	1478	1,715	1511	1,792	1543	1,869	1574	1,945	1605	2,022	1635	2,099	1665	2,176	1693	2
1650	1430	1,605	1465	1,685	1500	1,766	1533	1,845	1566	1,925	1598	2,005	1629	2,083	1660	2,163	1690	2,242	1719	2
1700	1450	1,651	1486	1,733	1521	1,816	1555	1,898	1589	1,982	1621	2,063	1653	2,145	1684	2,226	1715	2,309	1745	2
1750	1470	1,696	1507	1.783	1542	1,867	1577	1,952	1611	2,037	1644	2,122	1677	2,208	1708	2,290	1739	2,374	1770	[illegible]
1800	1489	1,740	1527	1,830	1563	1,918	1598	2,005	1633	2,093	1667	2,181	1700	2,269	1732	2,355	1763	2,440	1794	[illegible]
1850	1509	1,788	1546	1,876	1583	1,967	1619	2,058	1654	2,148	1689	2,239	1722	2,328	1755	2,418	1787	2,507	1819	[illegible]
1900	1527	1,830	1566	1,925	1603	2,017	1640	2,111	1676	2,205	1710	2,295	1744	2,388	1778	2,482	1810	2,572	1842	[illegible]
1950	1546	1,876	1585	1,972	1623	2,068	1660	2,163	1696	2,258	1732	2,355	1766	2,448	1800	2,543	1833	2,638	1866	[illegible]
2000	1564	1,920	1604	2,020	1642	2,117	1680	2,216	1717	2,314	1753	2,412	1788	2,510	1822	2,606	1856	2,704	1889	
2050	1582	1,965	1622	2,065	1661	2,166	1699	2,266	1737	2,369	1773	2,468	1809	2,569	1844	2,669	1878	2,769	1911	
2100	1600	2,010	1640	2,111	1680	2,216	1719	2,320	1756	2,421	1793	2,524	1830	2,629	1865	2,730	1899	2,831	1933	
2150	1617	2,053	1658	2,158	1698	2,263	1738	2,371	1776	2,476	1813	2,580	1850	2,687	1886	2,792	1921	2,897	1955	
2200	1634	2,096	1676	2,205	1716	2,312	1756	2,421	1795	2,529	1833	2,638	1870	2,745	1906	2,852	1942	2,961	1977	
2250	1651	2,140	1693	2,250	1734	2,360	1775	2,473	1814	2,583	1852	2,693	1890	2,804	1927	2,915	1963	3,025	1998	
2300	1667	2,181	1710	2,295	1752	2,410	1793	2,524	1832	2,635	1871	2,748	1909	2,861	1947	2,976	1983	3,087	2019	
2350	1684	2,226	1727	2,341	1769	2,457	1810	2,572	1851	2,690	1890	2,804	1929	2,921	1966	3,034	2003	3,149	2040	
2400	1700	2,269	1744	2.388	1786	2,504	1828	2,623	1869	2,742	1909	2,861	1948	2,979	1986	3,096	2023	3,213	2060	
2450	1716	2,312	1760	2.432	1803	2,552	1845	2,672	1887	2,795	1927	2.915	1966	3,034	2005	3,156	2043	3,277	2080	
2500	1731	2,352	1776	2,476	1820	2,600	1862	2,722	1904	2,846	1945	2,970	1985	3,093	2024	3,216	2062	3,338	2100	
2550	1747	2,396	1792	2,521	1836	2,646	1879	2,772	1922	2,900	1963	3,025	2003	3,149	2043	3,277	2081	3,400	2119	
2600	1762	2.437	1808	2.566	1852	2,693	1896	2,822	1939	2.951	1980	3,078	2021	3,206	2061	3,335	2100	3,462	2139	
2650	1777	2,479	1823	2.609	1868	2,739	1912	2,870	1956	3,003	1998	3,134	2039	3,264	2079	3,393	2119	3,525	2158	
2700	1792	2,521	1839	2,655	1884	2.786	1929	2,921	1972	3,053	2015	3,187	2057	3,322	2097	3,452	2137	3,585	2177	
2750	1806	2.560	1854	2,698	1900	2,834	1945	2,970	1989	3,106	2032	3.241	2074	3,377	2115	3,512	2156	3,649	2195	
2800	1821	2.603	1869	2 742	1915	2.879	1961	3,019	2005	3,156	2048	3,293	2091	3,432	2133	3,572	2174	3,710	2214	
2850	1835	2,643	1883	2.783	1930	2.924	1976	3,065	2021	3.206	2065	3,347	2108	3,488	2150	3,629	2191	3,768	2232	
2900	1849	2,684	1898	2.828	1945	2,970	1992	3,115	2037	3.257	2081	3,400	2125	3.545	2167	3.686	2209	3.831	2250	
2950	1863	2,725	1912	2,870	1960	3,016	2007	3.162	2053	3,309	2097	3,452	2141	3,598	2184	3,744	2226	3,890	2268	
3000	1877	2,766	1927	2,915	1975	3.062	2022	3,210	2068	3,357	2113	3,505	2158	3,656	2201	3,803	2243	3,949	2285	

$$A = \frac{b^2}{4} + b(a-b) \quad , \quad m^2 \qquad (8.10)$$

ومحيط المقطع P يحدد بالمعادلة

$$P = b + 2(a+b) \qquad (8.11)$$

حيث a القطر الأكبر ,m

b القطر الأصغر , m

8.4 Air Flow in Fittings — 8.4 تدفق الهواء في التركيبات

حيثما يحدث تغيير في مساحة مقطع المسلك أو تغيير في الاتجاه أو انقسام التدفق (خروج من مسلك إلى مسلك فرعي) Branch takeoffs أو حدوث دخول فرعي (أن يصب من مسلك فرعي إلى رئيسي) Branch entries يحدث فقد كبير في الضغط .هذا الفقد يكون عادة أكبر من الفقد في المسالك المستقيمة ويعرف بالفقد الديناميكي Dynamic losses أو الفقد في التركيبات Fitting loss .

يمكن تعيين الفقد الديناميكي بالمعادلة

$$P_v = C\left(\frac{V}{1.29}\right)^2, \quad P_a \qquad (8.12)$$

حيث C معامل فقد الضغط لبعض التركيبات يمكن الحصول عليها من Tables 8. 3 : 8.8

(V, m/s) سرعة التدفق قبل دخول التركيبة مباشرة .

تنقسم التركيبات إلى :

– تركيبات ذات تدفق ثابت Constant flow fittings أو تركيبات ذات تدفق متفرق Divided flow fittings.

<u>أولا</u> – تركيبات ذات تدفق ثابت Constant flow fittings أي التركيبات التي لا تتغير فيها كمية التدفق مثل :

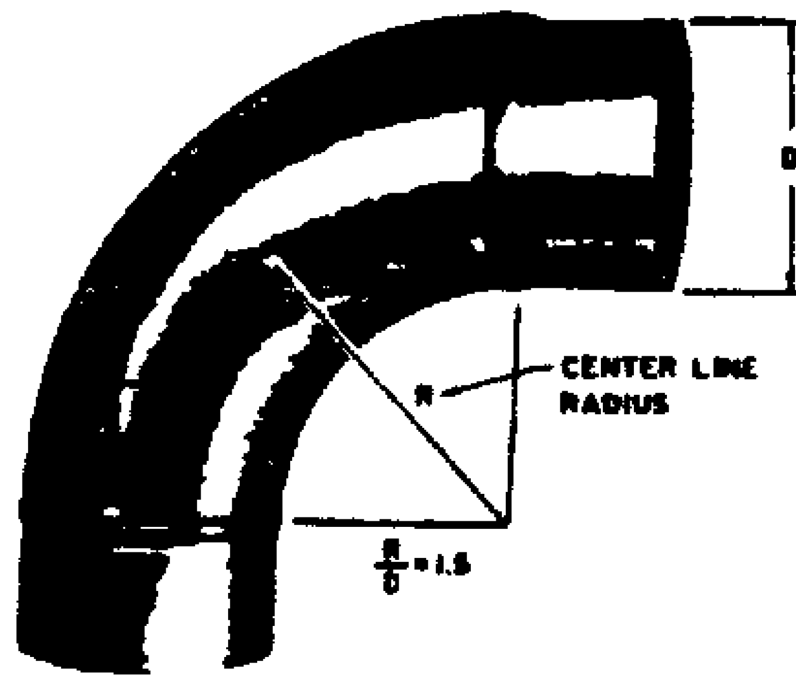


Figure 8.5.90° smooth elbow

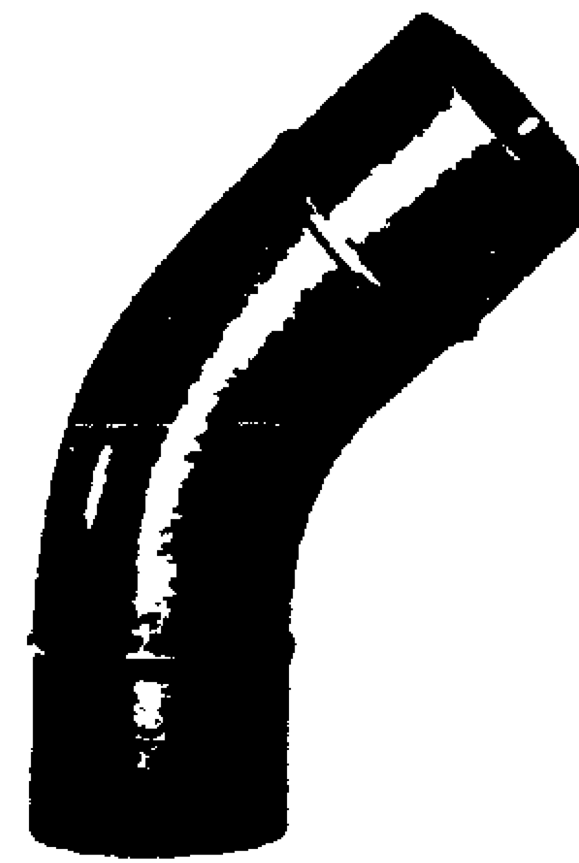


Figure 8.6.4 5° smooth elbow.

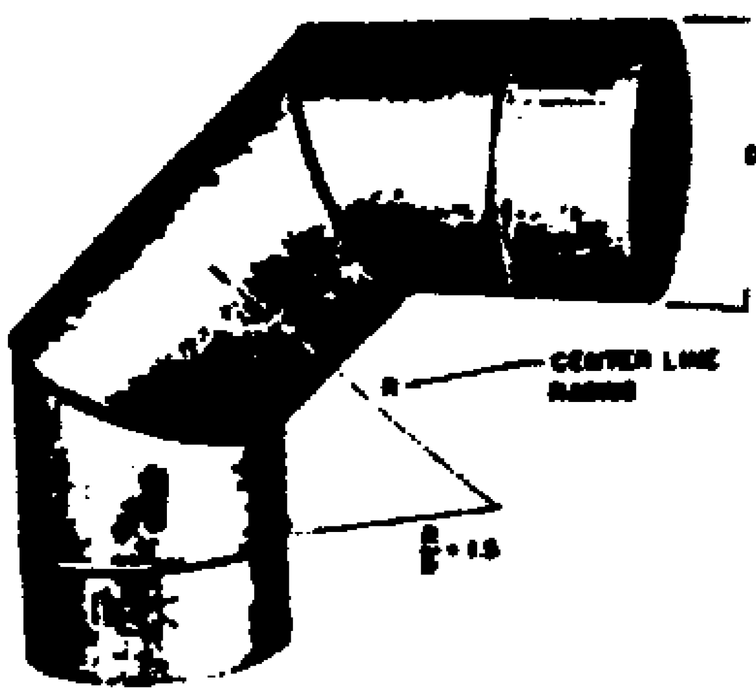


Figure 8.7 . 90° 3 Piece elbow

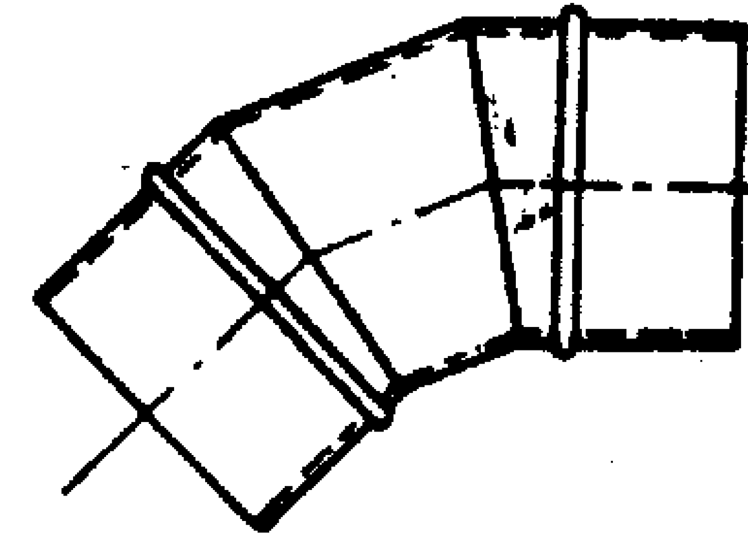


Figure 8.8.45° 3- Piece elbow

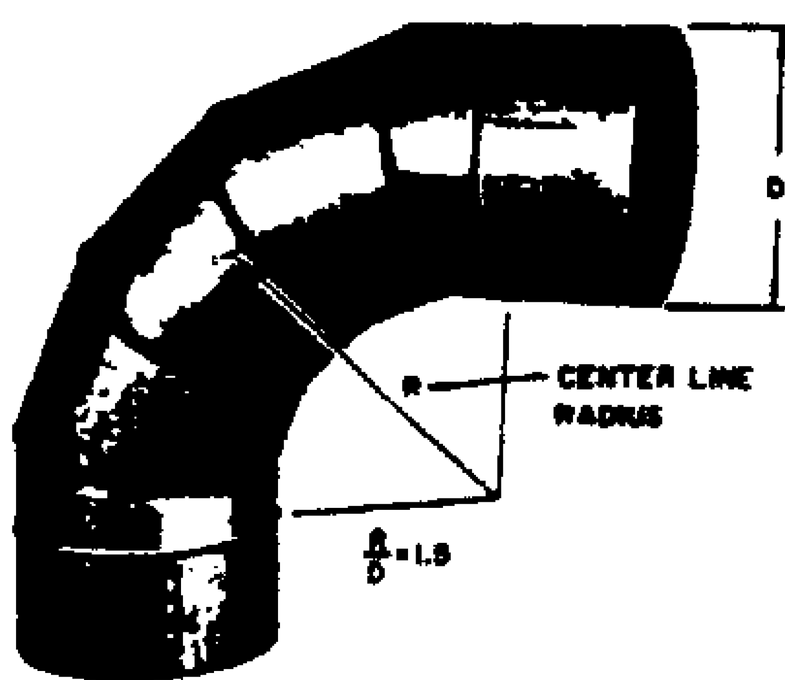


Figure 8.9.90° 5- Piece elbow

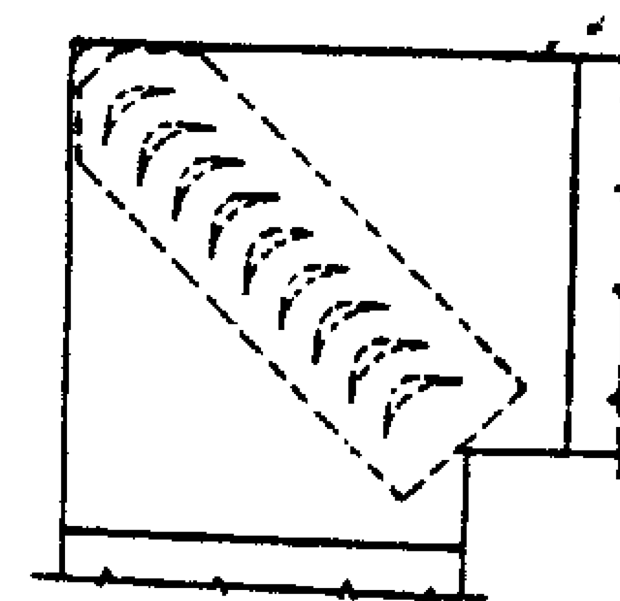
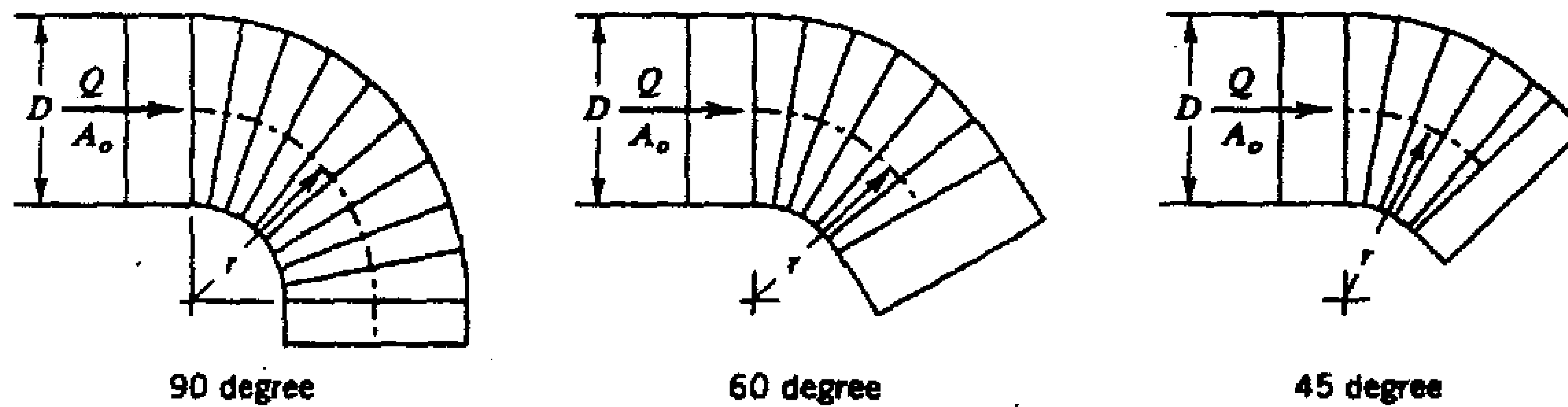


Figure 8.10,Vaned square elbow

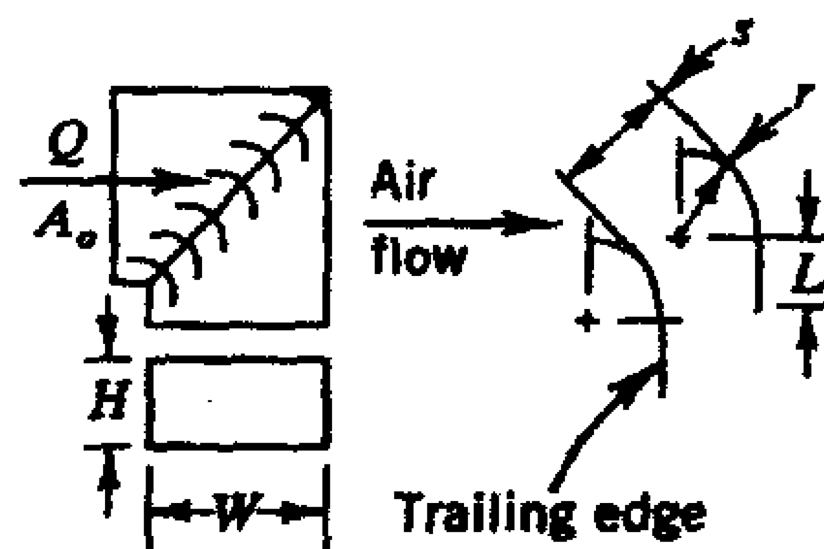
Table 8.3 Pressure loss coefficient for elbows.

A. Elbow, Pleated, $r/D = 1.5$



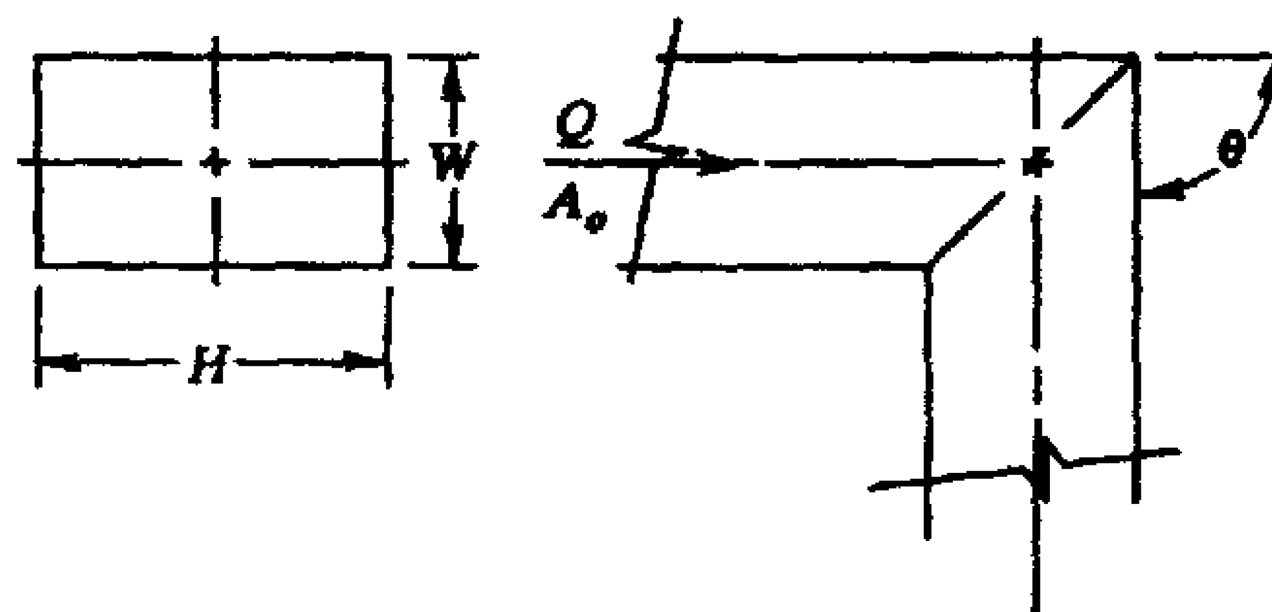
	C_0 at D, (mm)						
Angle	(100)	(150)	(200)	(250)	(300)	(350)	(400)
90	0.57	0.43	0.34	0.28	0.26	0.25	0.25
60	0.45	0.34	0.27	0.23	0.20	0.19	0.19
45	0.34	0.26	0.21	0.17	0.16	0.15	0.15

B. Elbow, Mitered, with Single-Thickness Vanes, Rectangular



Design	Dimensions, (mm)			
No.	r	s	L	C_0
1	(50)	(40)	0.0	0.11
2	(50)	(40)	0.75 (20)	0.12
3	(110)	(60)	0.0	0.15
4	(110)	(80)	0.0	0.33

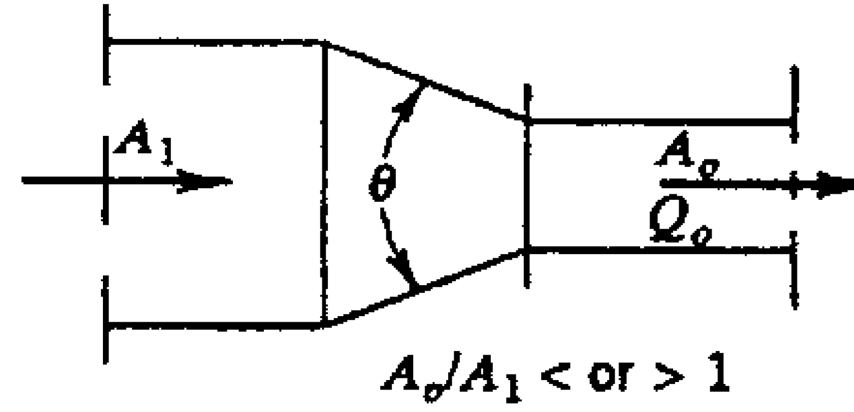
C. Elbow, Mitered, Rectangular



	C_0										
θ, deg	$H/W = 0.25$	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
20	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05
30	0.18	0.17	0.17	0.16	0.15	0.15	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11
45	0.38	0.37	0.36	0.34	0.33	0.31	0.28	0.27	0.26	0.25	0.24
60	0.60	0.59	0.57	0.55	0.52	0.49	0.46	0.43	0.41	0.39	0.38
75	0.89	0.87	0.84	0.81	0.77	0.73	0.67	0.63	0.61	0.58	0.57
90	1.30	1.30	1.20	1.20	1.10	1.10	0.98	0.92	0.89	0.85	0.83

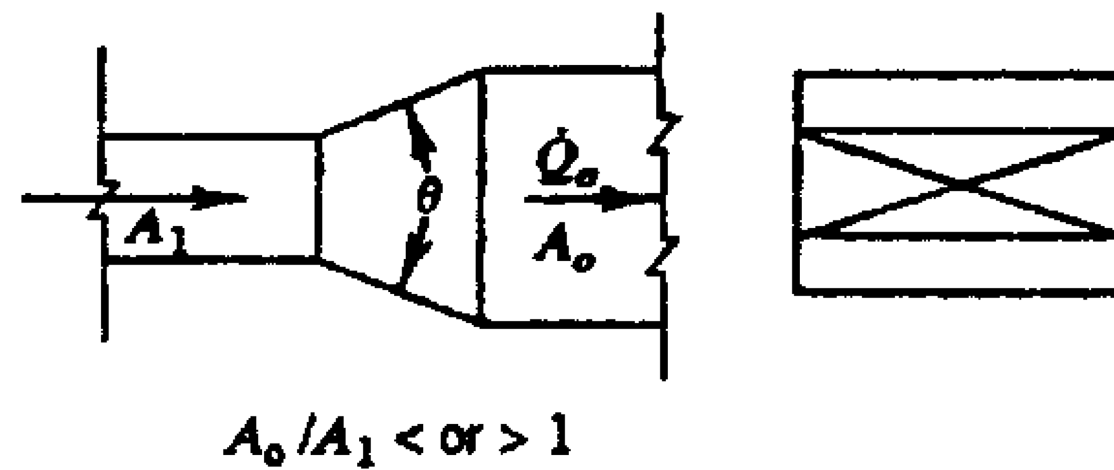
Table 8.4 Pressure loss coefficient for transition.

A. Transition, Round-to-Round



A_0/A_1	C_0						
	$\theta = 10°$	20°	45°	90°	120°	150°	180°
0.10	0.05	0.05	0.07	0.19	0.29	0.37	0.43
0.17	0.05	0.04	0.06	0.18	0.28	0.36	0.42
0.25	0.05	0.04	0.06	0.17	0.27	0.35	0.41
0.50	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2.00	0.44	0.76	1.32	1.28	1.24	1.20	1.20
4.00	2.56	4.80	9.76	10.24	10.08	9.92	9.92
10.00	21.00	38.00	76.00	83.00	84.00	83.00	83.00
16.00	53.76	97.28	215.04	225.28	225.28	225.28	225.28

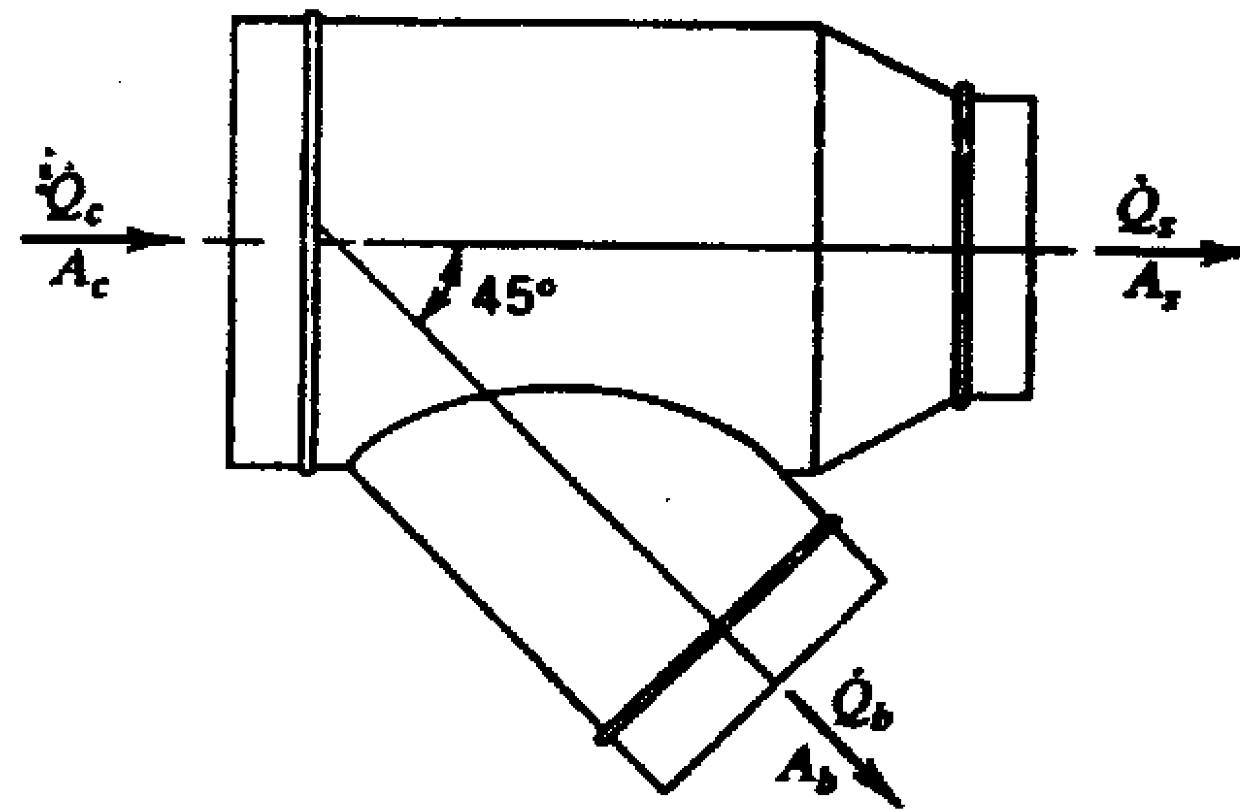
B. Transition, Rectangular, Two Sides Parallel



A_0/A_1	C_0						
	$\theta = 10°$	20°	45°	90°	120°	150°	180°
0.10	0.05	0.05	0.07	0.19	0.29	0.37	0.43
0.17	0.05	0.04	0.05	0.18	0.28	0.36	0.42
0.25	0.05	0.04	0.06	0.17	0.27	0.35	0.41
0.50	0.06	0.05	0.06	0.14	0.20	0.26	0.27
1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00
2.00	0.56	0.60	1.40	1.52	1.48	1.44	1.40
4.00	2.72	3.52	9.60	11.20	11.04	10.72	10.56
10.00	24.00	36.00	69.00	93.00	93.00	92.00	91.00
16.00	66.56	102.40	181.76	256.00	253.44	250.88	258.88

Table 8.5 Pressure loss coefficient for diverging flow fitting.

A. Diverging Wye, Round, 45 deg

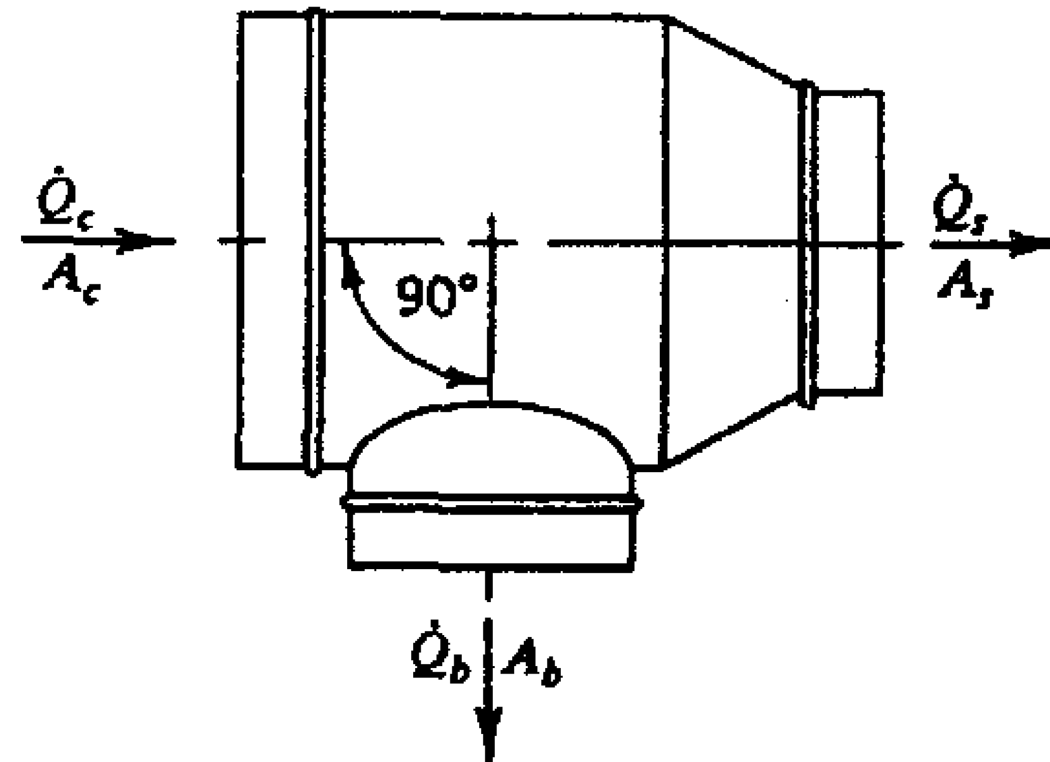


	Branch, C_b							
A_b/A_c	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
0.1	0.38	0.39	0.48					
0.2	2.25	0.38	0.31	0.39	0.46	0.48	0.45	
0.3	6.29	1.02	0.38	0.30	0.33	0.39	0.44	0.48
0.4	12.41	2.25	0.74	0.38	0.30	0.31	0.35	0.39
0.5	20.58	4.01	1.37	0.62	0.38	0.30	0.30	0.32
0.6	30.78	6.29	2.25	1.02	0.56	0.38	0.31	0.30
0.7	43.02	9.10	3.36	1.57	0.85	0.52	0.38	0.31
0.8	57.29	12.41	4.71	2.25	1.22	0.74	0.50	0.38
0.9	73.59	16.24	6.29	3.06	1.69	1.02	0.67	0.48

	Main, C_s							
A_s/A_c	$\dot{Q}_s/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
0.1	0.13	0.16						
0.2	0.20	0.13	0.15	0.16	0.28			
0.3	0.90	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.20	
0.4	2.88	0.20	0.14	0.13	0.14	0.15	0.15	0.16
0.5	6.25	0.37	0.17	0.14	0.13	0.14	0.14	0.15
0.6	11.88	0.90	0.20	0.13	0.14	0.13	0.14	0.14
0.7	18.62	1.71	0.33	0.18	0.16	0.14	0.13	0.15
0.8	26.88	2.88	0.50	0.20	0.15	0.14	0.13	0.13
0.9	36.45	4.46	0.90	0.30	0.19	0.16	0.15	0.14

Table 8.6 Pressure loss coefficient for diverging flow fitting.

B. Diverging Tee, Round



Branch, C_b

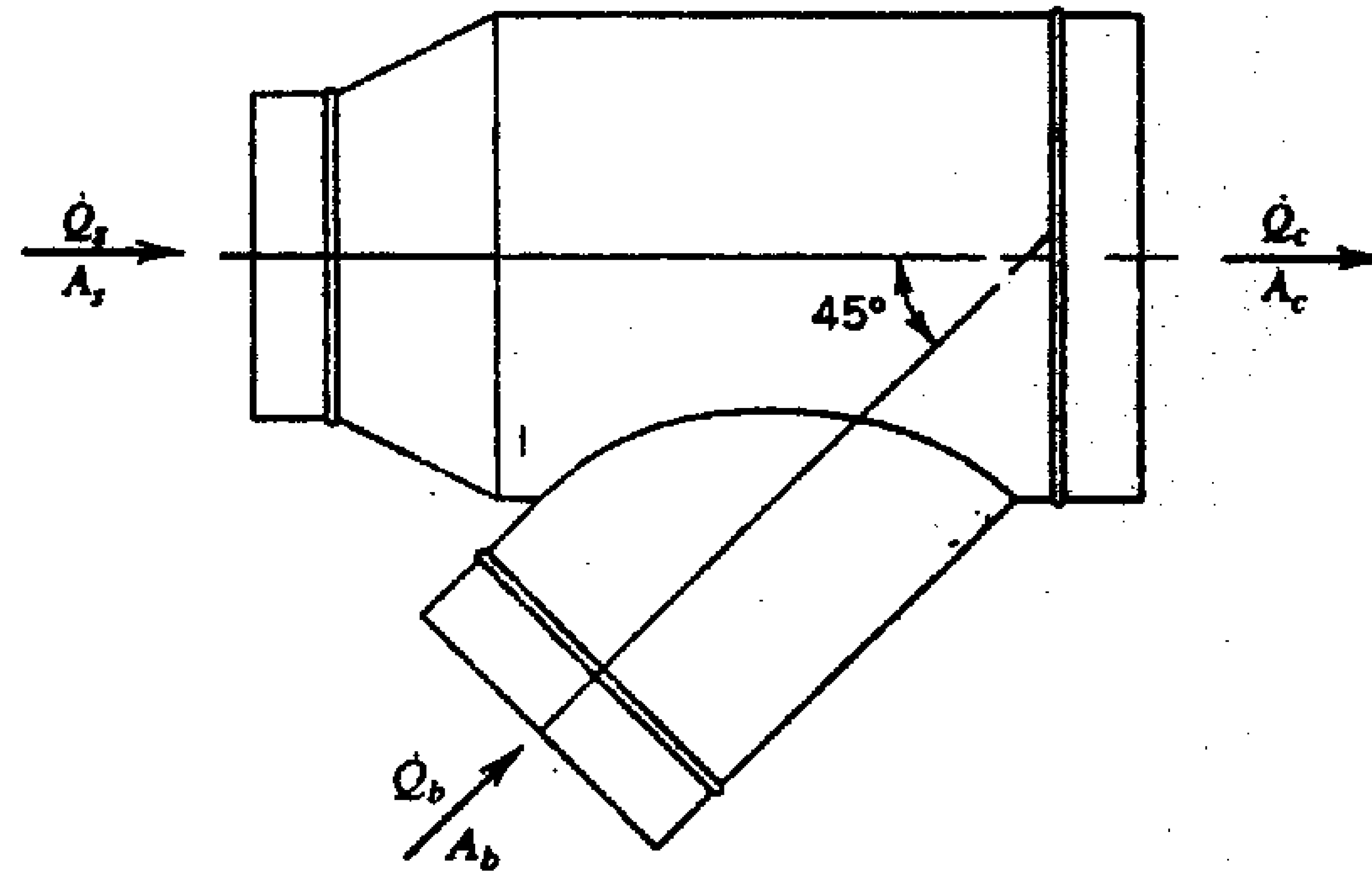
A_b/A_c	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.1	1.20	0.62	0.80	1.28	1.99	2.92	4.07	5.44	7.02
0.2	4.10	1.20	0.72	0.62	0.66	0.80	1.01	1.28	1.60
0.3	8.99	2.40	1.20	0.81	0.66	0.62	0.64	0.70	0.80
0.4	15.89	4.10	1.94	1.20	0.88	0.72	0.64	0.62	0.63
0.5	24.80	6.29	2.91	1.74	1.20	0.92	0.77	0.68	0.63
0.6	35.73	8.99	4.10	2.40	1.62	1.20	0.96	0.81	0.72
0.7	48.67	12.19	5.51	3.19	2.12	1.55	1.20	0.99	0.85
0.8	63.63	15.89	7.14	4.10	2.70	1.94	1.49	1.20	1.01
0.9	80.60	20.10	8.99	5.13	3.36	2.40	1.83	1.46	1.20

Main, C_s

A_s/A_c	$\dot{Q}_s/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.1	0.13	0.16							
0.2	0.20	0.13	0.15	0.16	0.28				
0.3	0.90	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.20		
0.4	2.88	0.20	0.14	0.13	0.14	0.15	0.15	0.16	0.34
0.5	6.25	0.37	0.17	0.14	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15
0.6	11.88	0.90	0.20	0.13	0.14	0.13	0.14	0.14	0.15
0.7	18.62	1.71	0.33	0.18	0.16	0.14	0.13	0.15	0.14
0.8	26.88	2.88	0.50	0.20	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14
0.9	36.45	4.46	0.90	0.30	0.19	0.16	0.15	0.14	0.13

Table 8.7 Pressure loss coefficient for converging flow fitting (Y).

A. Converging Wye (45 deg), Round



Branch, C_b

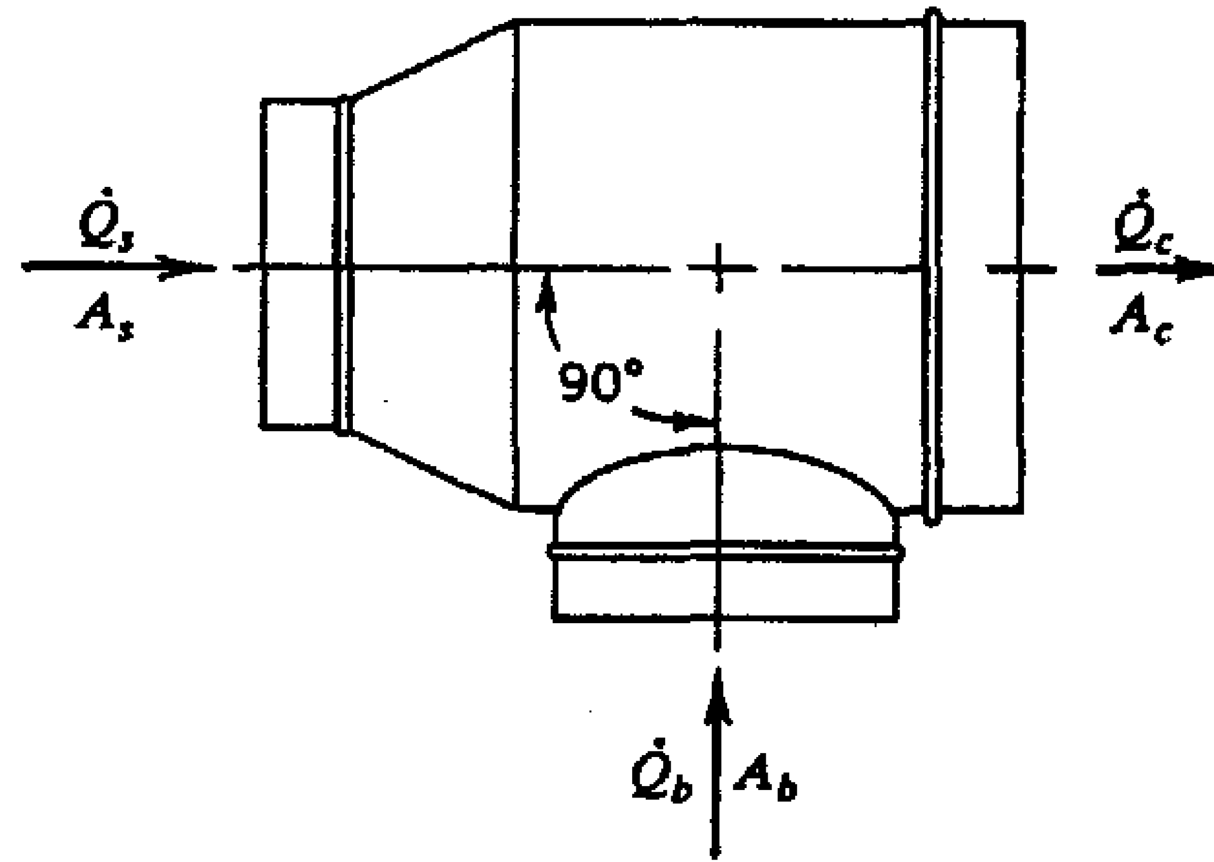
A_s/A_c	A_b/A_c	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.4	0.3	−21.41	−2.85	−0.10	0.63	0.87	0.96	1.00	1.06	1.26
	0.4	−39.30	−6.02	−1.05	0.28	0.72	0.87	0.91	0.92	1.00
	0.5	−62.10	−9.96	−2.16	−0.06	0.63	0.85	0.90	0.88	0.86
	0.6	−89.77	−14.65	−3.42	−0.38	0.61	0.93	0.99	0.95	0.90
	0.7	−122.46	−20.19	−4.88	−0.74	0.61	1.04	1.12	1.06	0.95
	0.8	−160.18	−26.56	−6.55	−1.15	0.62	1.18	1.29	1.19	1.01
0.5	0.3	−14.10	−1.39	0.40	0.84	0.97	1.00	1.02	1.07	1.28
	0.4	−26.48	−3.53	−0.24	0.59	0.83	0.89	0.88	0.85	0.86
	0.5	−41.84	−5.96	−0.80	0.51	0.88	0.97	0.95	0.90	0.87
	0.6	−60.61	−8.90	−1.46	0.43	0.97	1.09	1.06	0.97	0.90
	0.7	−82.80	−12.36	−2.22	0.35	1.09	1.25	1.20	1.08	0.93
	0.8	−108.39	−16.35	−3.09	0.27	1.24	1.45	1.38	1.20	0.96

Main, C_s

A_s/A_c	A_b/A_c	$\dot{Q}_s/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.4	0.3	−33.68	−6.60	−1.98	−0.53	0.05	0.31	0.41	0.45	0.45
	0.4	−25.24	−4.51	−1.13	−0.13	0.25	0.40	0.46	0.47	0.45
	0.5	−18.83	−3.04	−0.57	0.13	0.37	0.46	0.48	0.48	0.46
	0.6	−13.99	−1.97	−0.17	0.31	0.46	0.50	0.50	0.48	0.46
	0.7	−10.27	−1.17	0.12	0.44	0.52	0.53	0.51	0.49	0.46
	0.8	−7.32	−0.54	0.35	0.54	0.57	0.55	0.52	0.49	0.46
0.5	0.3	−53.80	−10.77	−3.45	−1.17	−0.27	0.11	0.26	0.30	0.29
	0.4	−40.66	−7.54	−2.16	−0.57	0.02	0.25	0.32	0.33	0.30
	0.5	−30.68	−5.27	−1.30	−0.18	0.21	0.33	0.36	0.34	0.30
	0.6	−23.15	−3.62	−0.69	0.09	0.33	0.39	0.38	0.35	0.30
	0.7	−17.34	−2.38	−0.24	0.29	0.42	0.43	0.40	0.35	0.30
	0.8	−12.75	−1.41	0.11	0.44	0.49	0.47	0.41	0.36	0.30

Table 8.8 Pressure loss coefficient for converging flow fitting (T).

B. Converging Tee, Round



Branch, C_b

A_s/A_c	A_b/A_c	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.4	0.3	−23.96	−3.65	−0.48	0.43	0.75	0.88	0.91	0.91	0.86
	0.4	−42.98	−7.03	−1.46	0.11	0.67	0.87	0.93	0.91	0.84
	0.5	−67.44	−11.35	−2.69	−0.26	0.59	0.90	0.97	0.94	0.84
	0.6	−97.39	−16.60	−4.17	−0.69	0.52	0.95	1.06	1.01	0.87
	0.7	−132.88	−22.81	−5.91	−1.17	0.46	1.03	1.17	1.11	0.92
	0.8	−173.96	−29.99	−7.90	−1.73	0.40	1.15	1.33	1.24	1.00
0.5	0.3	−16.99	−2.35	−0.07	0.57	0.80	0.89	0.91	0.90	0.87
	0.4	−30.49	−4.67	−0.72	0.38	0.76	0.89	0.92	0.90	0.85
	0.5	−47.82	−7.61	−1.50	0.19	0.75	0.93	0.97	0.93	0.85
	0.6	−69.03	−11.17	−2.42	−0.03	0.76	1.01	1.05	0.98	0.86
	0.7	−94.17	−15.37	−3.49	−0.26	0.80	1.13	1.17	1.07	0.93
	0.8	−123.30	−20.22	−4.71	−0.50	0.87	1.29	1.33	1.20	1.02

Main, C_s

A_s/A_c	A_b/A_c	$\dot{Q}_s/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.4	0.3	49.68	7.59	2.74	1.42	0.90	0.65	0.51	0.43	0.37
	0.4	30.96	5.51	2.21	1.23	0.82	0.61	0.49	0.42	0.37
	0.5	21.00	4.40	1.92	1.13	0.78	0.59	0.48	0.42	0.37
	0.6	15.43	3.78	1.76	1.07	0.75	0.58	0.48	0.41	0.37
	0.7	12.36	3.44	1.67	1.04	0.74	0.57	0.48	0.41	0.37
	0.8	10.86	3.27	1.63	1.02	0.73	0.57	0.47	0.41	0.37
0.5	0.3	65.94	10.28	3.65	1.79	1.05	0.68	0.48	0.35	0.27
	0.4	38.84	7.27	2.87	1.51	0.93	0.63	0.45	0.34	0.27
	0.5	25.07	5.74	2.47	1.37	0.87	0.60	0.44	0.33	0.26
	0.6	17.98	4.95	2.27	1.29	0.84	0.58	0.43	0.33	0.26
	0.7	14.69	4.58	2.17	1.26	0.82	0.58	0.43	0.33	0.26
	0.8	13.78	4.48	2.15	1.25	0.82	0.57	0.43	0.33	0.26

[I] الكوع (المرفق) Elbow : تكون الأكواع إما ذات مقطع دائري أو مقطع مستطيل ، الأكواع الدائرية إما أن تكون ملساء ذات زاويا °90 , °45 . في قطعة واحده أو ثلاث قطع بزوايا °90 و °45 أو من خمس قطع بزاوية °90.

قد تزود الأكواع بريش توجيه من أجل كبح التيارات الدوامية التي تنشأ نتيجة تغيير الاتجاه ولخفض الفقد في الضغط. الأنواع المختلفة للأكواع مبينه في Fig 8.5 : Fig 8.10

[II] تـــركيبة انتقالية Transition fittings: تستخدم هذه التركيبة في حالة الاحتياج إلى تغيير ابعاد مقطع مسالك الهواء. قد يكون ذلك بسبب الفراغ المتاح للتركيب أو للموائمة مع جزء آخر في المسلك ذو ابعاد قياسية يصعب تغييرها .

التركيبة الانتقالية قد تكون ذات مقطع دائري او مقطع مستطيل . أو من مقطع مستطيل لأخر دائري والعكس . أيضا قد تكون توسع فجائي حيث تكون $\theta=180°$ أو ذات توسع متدرج Gradual enlargement $\theta<180C°$. انظر Table 8. 4

لا يفضل التوسع الفجائي لتكون التيارات الدوامية بصورة ملحوظة ويفضل أن يكون الميل بين المقطع الصغير والكبير في حدود 1 : 7 .

التركيبة الانتقالية قد تكون ايضا في شكل تقلص فجائي Sudden contraction $\theta=180°$ أو تقلص متدرج Gradual contraction .

ثانيا - تركيبات ذات تدفق متفرق Divided flow fittings

[I] خروج فرعي Branch Takeoffs: عندما يقوم مسلك التغذية الرئيسي بتغذية مسالك فرعية يجب أن يكون هناك مخارج لكل مسلك فرعي . هذه المخارج تكون عادة ذات مقطع مستطيل أو دائري . بعض اشكال هذه المخارج مبينه في Fig8.11 . هذه المخارج مزودة بـــ خانق مشقوق Splitter - damper للتحكم في درجة الغلق . هذه المخارج قد تكون على شكل حرف **T**أو **Y** . أنظر Table 8.5 & Table 8.6

[II] دخول فرعي Branch Entries : لا تختلف في تركيبها عن المخارج الفرعية ولكنها تركب على خطوط الراجع Return duct حيث تجلب الهواء الراجع وتصب في مسالك الهواء الراجع الأكبر Tables 8.7 & 8.8

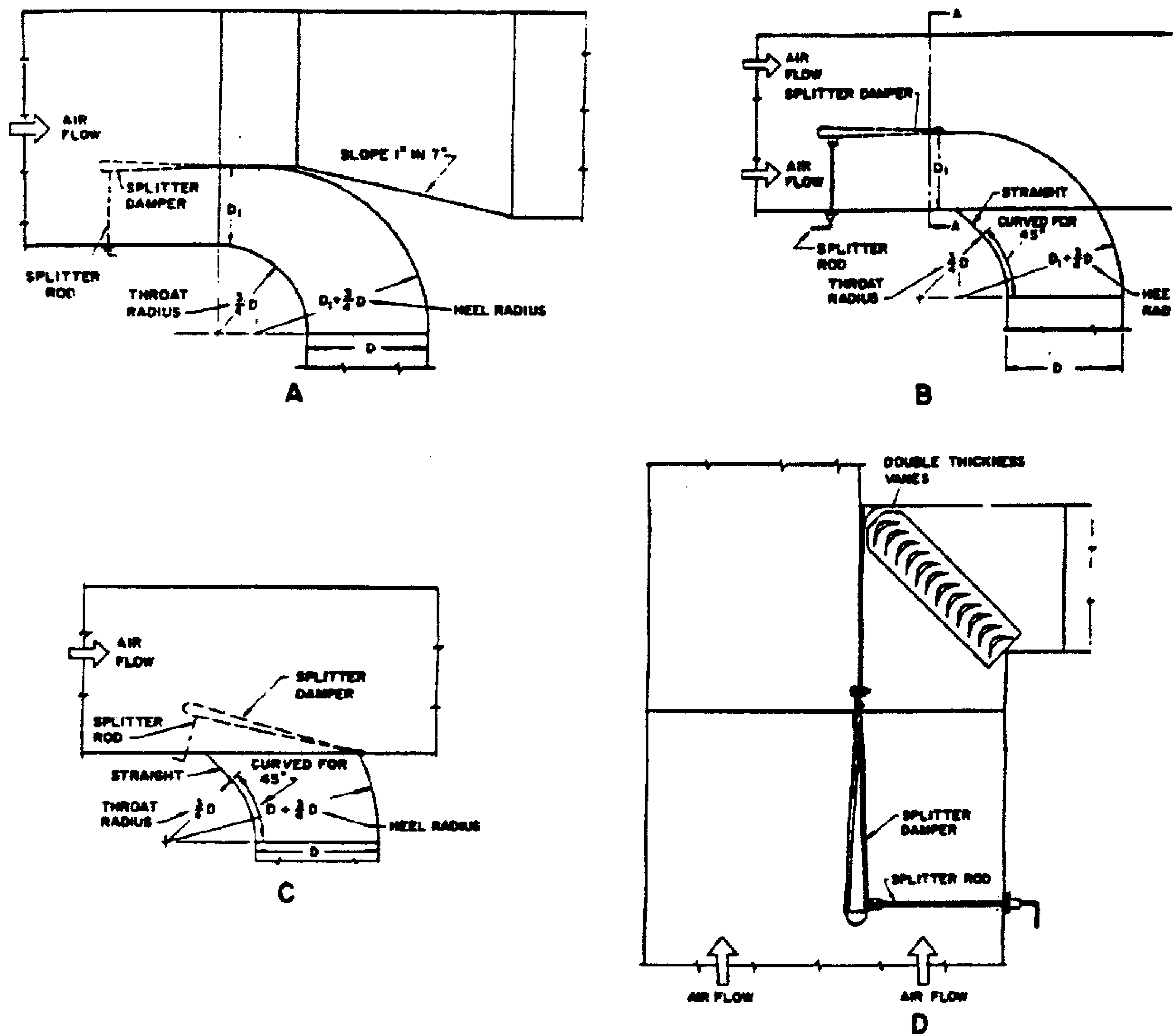


Figure 8.11 Typical takeoffs

بعض التركيبات المهمة التي لا يخلو منها مسلك هــواء – ويمكن التعرف على بعضهـا في Figs 8.12 , 8.13 , 8.14 وإن كان قد تم حصر أكثر من ٢٠٠ تركيبة تستخدم في مسالك تكييف الهواء.

Example 8.2

Compute the lost pressure e in 15.24cm, 90° elbow that has 4.25 m^3/min of air flowing through it. The ratio of turning radius to diameter is 1:5 Assume standard air.

$$V = Q / A = \frac{4.25}{(\pi / 4) D^2 (60)}$$

$$= \frac{4.25}{\left(\frac{\pi}{4}\right) . (0.1524)^2 \ (60)} = 3.88 \ , \ m/s$$

من Table 8.3 عند D = 150mm & $\theta = 90°$ نجد أن C= 0.43

$$\Delta P = C \left(\frac{V}{1.29}\right)^2 = 0.43\left(\frac{3.88}{1.29}\right)^2 = 3.89 Pa$$

Example 8.3

45° Round Wye, (Y) 500mm. diameter main duct, 1200 L/s, 250mm diameter branch duct, branch velocity of 6 m/s. Determine the Fitting pressure losses (Table 8.5).

$A_b = \pi . r^2 = \pi \times 0.125^2 = 0.015625 \ \pi m^2$

$A_c = \pi \ r^2 = \pi \times 0.25^2 = 0.0625 \ \pi m^2$

$A_b/A_c = 0.25$

$Q_b = A_b \times V_b = \pi . (0.125)^2 \times 6 = 0.294 m^3/s$

$Q_b/Q_c = 0.294/1.2 = 0.25$

بالدخول في Table 8.5 عند $A_b / A_c = 0.25$ & $Q_b / Q_c = 0.25$ & θ 90°

TRUNKLINE SECTION (One Joist Space Long)
TRUNKLINE SECTION (Two Joist Spaces Long)
ROUND PIPE
WALLSTACK
R[illegible] COLLAR
ROUND CONNECTOR
45° ROUND ELBOW
90° ROUND ELBOW
180° FLEX ELBOW
TAPERED ROUND REDUCER
ADJUSTABLE CONE SIDE TAKEOFF
ADJUSTABLE CONE TOP TAKEOFF
ROUND END BOOT
SIDE TAKEOFF
ANGLE BOOT
UNIVERSAL BOOT
UNIVERSAL BOOT
END BOOT
ANGLE BOOT
STACK ANGLE
STACK ELL
STACK ELL FLAT
ANGLE REGISTER HEAD
FLOOR PAN

Figure 8.12 Duct fittings

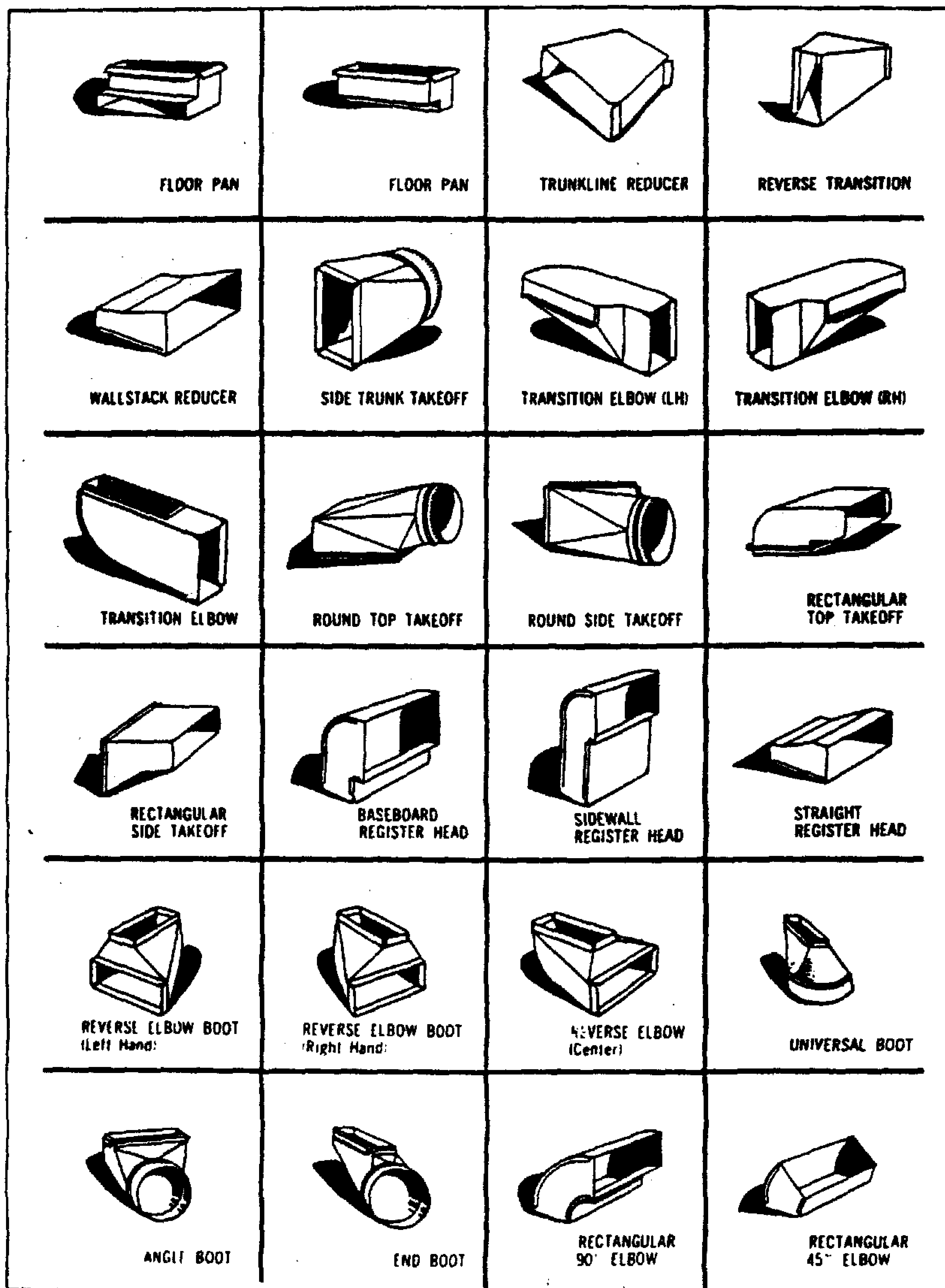


Figure 8.13 Duct fittings

FLAT 90° ELBOW	FLAT ANGLE 45°	LONG THROAT ELBOW	SHORT THROAT ELBOW
OFFSET TRANSITION STARTING COLLAR	RECTANGULAR STARTING COLLAR	VOLUME DAMPER	SPLITTER DAMPER
ROUND VOLUME DAMPER	RECTANGULAR OFFSET	END CAP	STANDING S-CLIP
AIR CONDITIONING SIDE RAIL	S-CLIP	DRIVE CLIP	DRIVE CLIP TOOL
STACK NESTED WITH S-CLIPS INCLUDED	ROUND DUCT HANGER	CONNECTOR TOOL	ROUND TEE
STARTING COLLAR	CONNECTOR DAMPER	COLLAR COMBINATION WITH DAMPER	STACK HEAD

Figure 8.14 duct fittings

نجد أن بالتقريب $C \approx 0.525$

فقد الضغط فى الخط الفرعى (b)

$$\Delta P = C\left(\frac{V}{1.29}\right)^2 = 0.525\left(\frac{6}{1.29}\right)^2 = 11.36 \text{ Pa}$$

Example 8.4

An 0.3 by 0.4m branch duct leaves an 0.3m by 0.6m main duct at an angle of 45°. The air temperature is 20C°. The down stream duct dimensions are 0.3m × 0.5m. The flow rate up stream 2.7m^3/s, and the pressure is 250Pa. The branch flow rate is 1.3m^3/s. What is the pressure: (a) down stream in the main duct and (b) in the branch

بالرجوع إلى(Table 8.5) نجد أن

$Q_C = 2.7m^3/s$ $\quad$ $Q_b = 1.3m^3/s$ $\quad$ $Q_s = 1.4m^3/s$

$A_C = 0.18\ m^2$ $\quad$ $A_b = 0.12m^2$ $\quad$ $A_s = 0.15m^2$

$V_C = (2.7/0.18) = 15m/s$ & $V_b = (1.3/0.12) = 10.83\ m/s$

$V_S = 14/0.15 = 9.3m/s$

$\frac{A_b}{A_C} = 0.67$ $\quad$ $\frac{Q_b}{Q_C} = \frac{1.3}{2.7} = 0.48$

$\frac{A_S}{A_C} = 0.82$ $\quad$ $\frac{Q_S}{Q_C} = \frac{1.4}{2.7} = 0.52$

باستخدام الاستكمال من الداخل interpolation نجد أن

$C_b = 0.74$ $\quad$ $C_s = 0.15$

بالنسبة للمسلك الرئيسى

$$\Delta P_S = C_O\left(\frac{V_S^2}{1.29}\right)^2 = 0.15\left(\frac{9.3}{1.29}\right)^2 = 7.8 \quad \text{Pa}$$

وتطبيق معادلة برنولى

$$\frac{P_C}{\rho} + \frac{V_C^2}{2} = \frac{P_S}{\rho} + \frac{V_S^2}{2} + \frac{\Delta P_S}{\rho}$$

$$P_S = \rho\left(\frac{P_C}{\rho} + \frac{V_C^2}{2} - \frac{V_S^2}{2} - \frac{\Delta P_S}{\rho}\right)$$

$$= 1.2\left(\frac{250}{1.2} + \frac{15^2}{2} - \frac{(9.3)^2}{2} - \frac{7.8}{1.2}\right) = 325.3 \quad Pa$$

بالنسبة للمسلك الفرعى نجد

$$\Delta P_b = C_b\left(\frac{V_b}{1.29}\right)^2 = 0.74\left(\frac{10.83}{1.29}\right)^2 = 52.16 \quad Pa$$

وبتطبيق معادلة برنولى للمسلك الفرعى نجد

$$P_b = \rho\left(\frac{P_C}{\rho} + \frac{V_C^2}{2} - \frac{V_b^2}{2} - \frac{\Delta P_b}{\rho}\right)$$

$$= 1.2\left[\frac{250}{1.2} + \frac{(15)^2}{2} - \frac{(10.83)^2}{2} - \frac{52.16}{1.2}\right] = 262.5 Pa$$

8.5 تصميم مسالك الهواء 8.5 Air Duct Design

الغرض من انظمة المسالك هو تزويد المكان الخاضع للتكييف بالهواء المعالج من خلال المخارج (Outlets) بالكمية اللازمة لكل ناشر (Diffuser). من أجل أن يقوم هذا الهواء بمعادلة الحمل الحراري للمكان كسبا أو فقدا نتيجة حركة الهواء .

8.5.1 تصنيف المسالك 8.5.1 Duct classifications

أولا – طبقا لاتجاه حركة الهواء ***Air direction*** تنقسم إلى: مسالك تغذية Supply ducts ومسالك للراجع Return ducts.

مسلك التغذية : حركة الهواء من جهاز التكييف إلى المكان المراد تكييفه .

مسلك الراجع : حركة الهواء من المكان المكيف إلى جهاز التكييف او إلى الخارج .

ثانيا – طبقا للسرعة Velocity تنقسم المسالك إلى

1- مسالك السرعة المنخفضة Low velocity ducts للأغراض التجارية 12.7 m/s. عادة تتراوح بين m/s (6 - 11)

2- مسالك السرعة العالية High velocity ducts للأغراض التجارية أعلى من 12.7 m/s

وللأغراض الصناعية فإن السرعة المنخفضة تــكون حتـــى 12.7m/s. السرعة العالية بين (25 :12.7) m/s

أما مسالك الراجع فيمكن إعتبارها مسالك سرعات منخفضة. يبين Table 8..9 السرعات المثالية فى كل من مسالك التغذية والراجع وكذلك خلال عناصر معدات تكييف الهواء.

ثالثا – طبقا للضغط Pressure تصنف المسالك طبقا لضغط المراوح إلى:

1- أنظمة ضغط منخفض Low pressure system حيث $\Delta P \leq 940$ Pa

2- أنظمة الضغط المتوسط Medium pressure system حيث $940 \leq \Delta P \leq 1690$ Pa

3- أنظمة الضغط العالى High pressure system حيث $1690 \leq \Delta P \leq 3200$Pa

الضغط المذكور هو الضغط الكلي ويشمل فقد ضغط الاحتكاك ، مقاومة أجهزة وحدة المناولة مثل ملفات التبريد والتسخين ووحدة الرش والفلتر .

رابعا – طبقا لمقطع المسلك Duct Cross-section تنقسم المسالك طبقا لشكل مقطع المسلك إلى :

1- **مسالك دائرية Round duct** وتمتاز هذه المسالك بسهولة التصنيع وإنخفاض فقد الضغط بالاحتكاك ومن العيوب الاستهلاك العالي من ألواح التصنيع .

2- **مسالك مستطيلة المقطع Rectangular duct** تمتاز بأقتصاديات التصنيع وملائمة التركيب في الفراغات الخاصة. ومن عيوبها زيادة فقد الضغط بالاحتكاك .

خامسا – مادة التصنيع Materials تصنع المسالك عادة من ألواح معدنية Metal sheet والألومنيوم Aluminum وحديثا من الصوف الزجاجي Fiberglass وفى بعض الأحيان ألواح القرميد Tile والبلاستيك Plastic .

- الألواح المعدنية أثقل من الألومنيوم ولكن ذات تكلفة أقل .
- الألومنيوم والصوف الزجاجى اقل عرضه للصدأ وتكون البكتريا على السطح.
- البلاستيك يستخدم نظرا لسهولة التشكيل ومقاومته للحرارة.
- استخدام الفيبر جلاس لقى قبول حسن فى الوقت الحالى نظرا لكفاءته فى تقليل الضوضاء وكعازل حرارى ومائى.

Table 8.9 Recommended air Velocity in Low velocity Air Conditioning Systems, m/s

Application	Main Ducts		Branch Duct		Out air intakes	Filters	Heating or Cooling coils	Air washers	Suction connection	Fan outlets
	Supply	Return	Supply	Return						
Residences	5	4	3	3	2.5	1.3	2.3	2.5	3.6	5-8
Apartments hotel *Bedrooms hospital* *Bedrooms*	7.5	6.5	6.12	5	2.5	1.6	2.7	2.6	4.5	7-10
Private offices *Directors rooms* *Libraries*	10	7.5	8	6	2.5	1.7	2.8	2.6	4.8	8-11
Theatres *Auditoriums*	6.6	5.6	5.0	4	2.5	1.5	2.6	2.6	4	6.6-10
General offices *Restaurants* *Stores* *Bonks*	10	7.5	8	6	2.5	1.7	2.8	2.6	4.8	8-11
Cafeteria	10	7.5	8	6	2.5	1.7	2.8	2.6	4.8	8-11
Industrial buildings	15	9	11	7.7	2.5	1.8	3.0	2.6	5.1	8.2-12

سادسا : **تخطيط المسلك Duct layout** تنقسم أنظمة المسالك طبقا للتخطيط حسب الاستخدام إلى :

(1) نظــام محــيطى Fig 8.15 Loop perimeter system حيــث يتم توزيع هواء التغذية مــن مركــز التســخين خلال المسالك الفرعية من خلال نظام محيطى مغلق للأرضية. مخارج الهــواء الخــارج (المســتقبلات Registers) تركــب تحت الشبابيك مباشرة. هذا النظام ملائم للأماكن التى تحتاج تدفئة أغلب أوقات العام .

(2) نظام رئيسى فوقى Fig 8.16 Overhead trunk المسالك الرئيسى – يخرج من وحدة التكييف ويمتد خلال مسالك فرعية من فراغ أعلى سقف اصطناعي False ceiling.
المسالك الفرعية تمتد إلى المخارج Outlets التى تركب على الحوائط المرتفعة أو فى فراغ السقف الزائف. هذا النظام أكثر ملائمة للأماكن التى تحتاج إلى تبريد أغلب أوقات العام.

8.6 اعتبارات أساسية لتصميم المسالك

8.6 Essential Considerations For Duct Design

عند تصميم نظام المسالك يجب الأخذ فى الاعتبار العوامل الآتية : الفراغ المتاح وفقد الاحتكاك وسرعة الهواء، مستوى الازعاج، الفقد والاكتساب الحرارى خلال جدران المسالك، تسرب الهواء من وإلى المسالك.

8.6.1 الفراغ المتاح والمظهر المعمارى :

8.6.1 Space available and architecture appearance

مسالك التغذية ومسالك الراجع وإمكانية ظهورها غالبا وما يتحكم فى تخطيط هذه الأنظمة

- فى الفنادق والمكاتب حيث الفراغ يحتل أولوية قصوى Premium يستخدم نظام سرعات عالية مع وحدات حث Induction Unit باستخدام مسالك دائرية ذات قطر صغير.
- فى بعض التطبيقات قد يتطلب الأمر تعليق هذه المسالك ملاصقة للسقف (فى بعض أقسام المخازن والمكاتب يفضل استخدام مسالك ذات مقطع مستطيل).
- فى المنشآت الصناعية حيث المظهر يحتل مرتبه ثانوية فتفضل المسالك ذات المقطع المستطيل حيث يكون الأنسب من الناحية الاقتصادية .

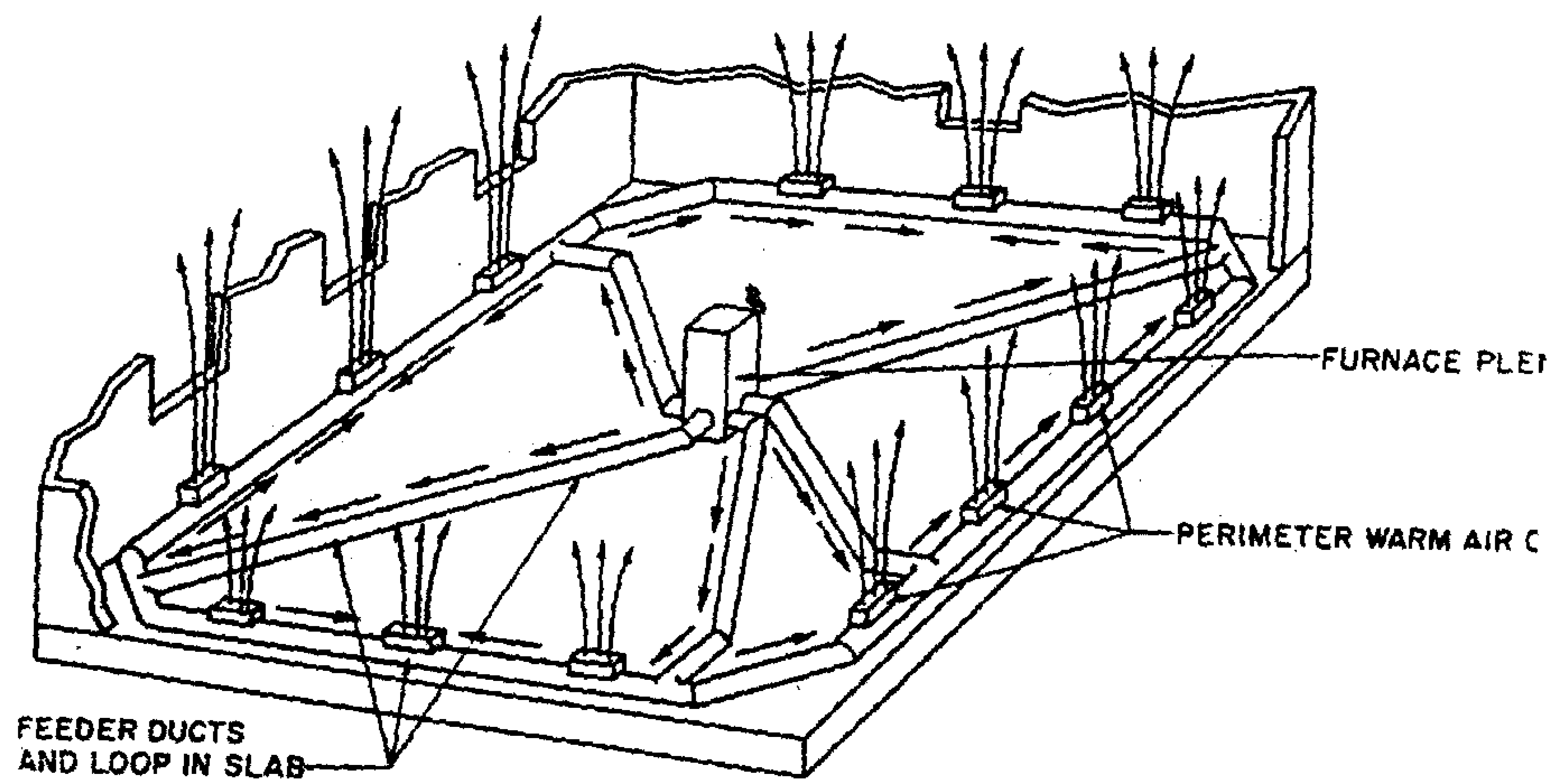


Figure 8.15 Loop perimeter system

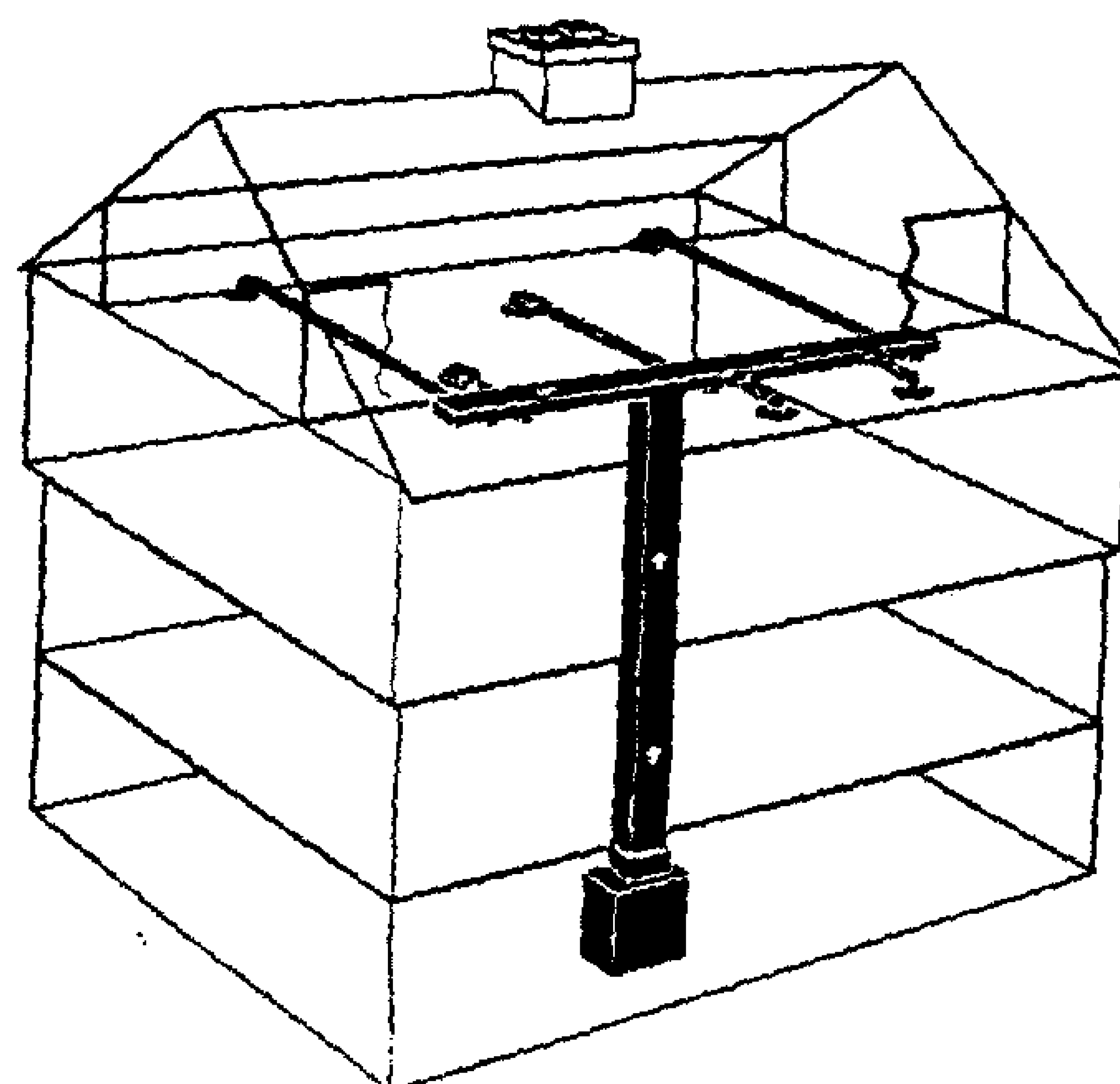


Figure 8.16 Overhead radial system

8.6.2 الاعتبارات الاقتصادية 8.6.2 Economical consideration

إن الموائمـــة بيـــن الـــتكلفة الإنشائية Investment cost وتكلفة التشغيل Operational cost لها أهمية خاصة ويؤثر على ذلك الآتى :

الحـــرارة المفقـــودة شـــتاءا أو المكتسبة صيفا تؤثر مباشرة فى اتجاه زيادة معدل الهواء المار فى المســـالك. هـــذا بدوره يؤثر على النسبة الباعيةAspect ratio (نسبة اطول ضلع إلى الضلع الآخر فى المسالك المستطيلة) ومنها نجد أن :

- المسلك ذو النسبة الباعية الكبيرة يكون عرضه لاكتساب أو فقد حرارة أكبر من مثيله ذو النسبة الباعية الصغيرة والذى يحمل نفس كمية الهواء.
- المسالك التى تحمل كمية صغيرة من الهواء بسرعات منخفضة تكون أكثر عرضه للفقد أو اكتساب الحرارة. وهذا يؤثر فى اتجاه زيادة قدرة التبريد أو التدفئة.
- إضافة عزل حرارة إلى المسالك يقلل من نسبة الحرارة المكتسبة أو المفقودة وكذلك من الأفضل تصميم المسلك ذات سرعة عالية مع نسبة باعية صغيرة للمسالك التى تحمل كمية صغيرة من الهواء وخاصة إذا كانت هذه الاجزاء خارج الأماكن المكيفة .

النسبة الباعية Aspect Ratio زيادة النسبة الباعية تؤدى إلى زيادة تكلفة التصنيع والتشغيل حيث أنها تؤدى إلى زيادة الاحتكاك ومن المناسب إلا تزيد النسبة الباعية عن 1:4

الاحـــتكاك Friction فقـــد الضغط نتيجة الاحتكاك له أهمية قصوى خاصة من وجهة نظر التكلفة الإنشـــائية حيـــث ان المســـالك يجب ان تكون بقدر الإمكان قصيرة ولكن قصر المسالك قد يتطلب ســـرعة عالـــية مصـــحوبة بمستوى أعلى من الأزعاج – لذلك يجب ان تكون التركيبات قليلة بقدر الإمكان لتفادى فقد الضغط فيها.

تســـرب الهـــواء Air leakage تســـرب الهـــواء من وإلى المسلك يؤثر على حالة الفراغ المراد تكلفـــته لذلـــك يجـــب العمل على عدم السماح للهواء بالتسرب خاصة إذا كان المسلك خارج نطاق المكـــان المكـــيف. إذا كـــان التســـرب فى حدود 1% من الحجم الكلى للهواء فيكون ذلك فى حدود المســـموح به وذلك فى نظام السرعات العالية. لذلك يجب وضع جوانات حاكمة عمرها الافتراضى من سنة حتى 20 سنة لمنع تسرب الهواء.

مستوى الضوضاء Noise level تنتج الضوضاء فى مسالك تكييف الهواء بسبب ارتطام الهواء بالأسطح الصلبة (جدران المسالك) نتيجة سرعة الهواء ويمكن إرجاع المصادر الرئيسية للضوضاء إلى :

1- عناصر تقوم بتوليد طاقة الصوت فى أجزاء المسالك والتركيبات ويقصد بها الأكواع التفرعات والمخفضات والنواشر.

2- مخارج الهواء داخل الغرف النواشر والمستقبلات لذلك يجب تحديد سرعة الهواء فى كل منطقة بحيث تكون طاقة الصوت الناتجة أقل ما يمكن .

مقاومة الحريق Fire resistant بالإضافة إلى ما سبق فإن مواد التصنيع وكذلك المواد العازلة يجب ان تكون بقدر الأمكان غير قابلة للاشتعال .

8.7 Duct System Pressure Loss فقد الضغط لنظام المسلك 8.7

فقد الضغط فى النظام يجب تقديره بحساب قدرة المروحة واختيار المعدات.

- فقد ضغط نظام المسالك يجب أن يشتمل على فقد الضغط خلال مسار الهواء وكذلك عناصر معدات نظام التكيف مثل الفلتر، ملفات التبريد والتسخين ووحدة الترطيب – وكذلك الفقد الخاص بدخول الهواء الراجع والهواء الخارجى ومخارج الهواء فى الغرف وكذلك أماكن توصيل المسالك بوحدة المناولة.

هذا الفقد يجب أن تغطية المروحة. فقد الضغط فى المعدات وكذلك فى مخارج الهواء يتم الحصول عليه من كتالوجات التصنيع.

تعطى Table 8.10 قيم استرشادية لفقد الضغط خلال عناصر النظام للمسالك

Table 8.10 Approximated Values of System Elements Pressure Drop

Element	***ΔP , Pa***
Air intakes	2- 25
Filters	50-100
Cooling or heating coils	30-100
Air washer	50 –100
Grilles	25 –50
Exhaust fan	25 –30

8.8 فقد الضغط خلال المسلك *8.8 Pressure Drop Through Duct*

فقد الضغط خلال المسلك المستقيم يعين بالنسبة للمسلك الدائرى باستخدام خريطة فقد الضغط بالاحتكاك (Fig 8.3) .

- بالنسبة للمسلك ذو المقطع المستطيل فتستخدم نفس الخريطة السابقة باستخدام القطر المكافئ ($D_{eq} = 1.3 \ (a.b)^{0.625} / (a+b)^{0.25}$) أو باستخدام الأبعاد (a , b) وخريطة فقد الضغط (Fig 8.4).
- بالنسبة للتركيبات يعين فقط الضغط فى التركيبات (بالمعادلة $\Delta P = C(V/1.29)^2$) او باستخدام الطول المكافئ L_{eq} الذى يمكن الحصول عليه تقريبا بالمتر من Fig 8.17 أو بالقدم من Figs 8.18 , 8.19 (مع مراعاة تحويلها إلى المتر) ثم تضـــاف إلى مجموع أطـوال المسالك المستقيمة وتضـــرب فى معدل فقد الاحتكـــاك (ΔP_f /m) من Figs 8.3 &8.4 فيعطى الناتج فقد الضغط الكلى للمسالك المستقيمة والتركيبات.

8.9 مخطط تدرج الضغط *8.9 Pressure Gradient Diagram*

* الضـــغط الكلـــى P_O فـــى أى نقطة من نظام المسالك هو مجموع الضغط الاستاتيكى P_S وضغط الســـرعة P_V وحيـــث أن الاحـــتكاك وانخفاض ضغط السرعة يحدثان فى اتجاه سريان الهواء فإن الضـــغط الكلـــى ينخفض تبعا لذلك ماعدا نقطة إضافة الطاقة بالمروحة وإذا تتبعنا Fig 8. 20 نجد أن الضـــغط عـــند نقطة تركيب المروحة يظهر بقيمة ($P_O = P_S + P_V$) أعلى من الضغط الجوى P_b أما قبل المروحة فيكون الضغط الكلى P_O أقل من الضغط الجوى .

* فى Fig 8. 21 أضيف عنصر مدخل الهواء الخارجى فإن النظام سوف يعمل أذا أخذ فى الاعتبار أسلوبا لطرد الهواء الخارجى وإلا فإن الضغط داخل المكان يجب أن يكون عاليا بدرجة تسمح بطرد الهوا الخارجى وإلا فإن هواء التعويض الخارجى لن يتمكن من دخول المكان .

* فى حالة استخدام هواء الراجع Fig 8.22 فإن الضغط فى المسلك P_O يجب ان يكون أعلى من الضغط الجوى P_b . فى المجرى الصاعد Upper stream قبل خانق الهواء الراجع وأقل من

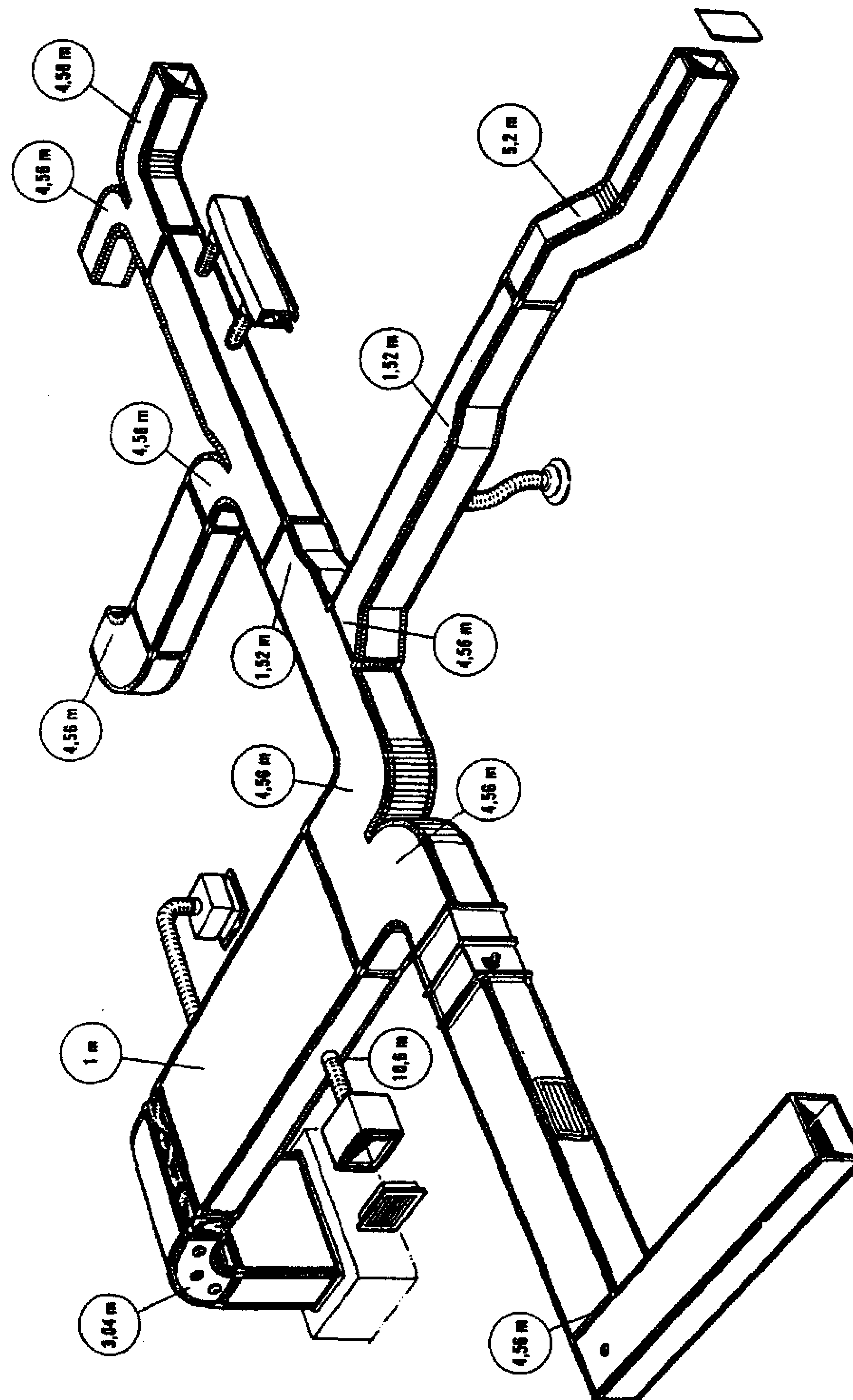


Figure 8.17 Equivalent length of various fittings element in an air duct system (in meters)

(A) WARM AIR AND RETURN AIR BONNET OR PLENUM EQUIVALENT LENGTHS BASED ON 8" DEPTH OF DUCT

A: WIDTHS
4 TO 15 IN. = 5 FT. E.L.
16 TO 27 IN. = 10 FT. E.L.
28 TO 41 IN. = 15 FT. E.L.
42 TO 52 IN. = 20 FT. E.L.
53 TO 64 IN. = 25 FT. E.L.

B: WIDTHS
4 TO 11 IN. = 10 FT. E.L.
12 TO 21 IN. = 15 FT. E.L.
22 TO 27 IN. = 20 FT. E.L.
28 TO 33 IN. = 25 FT. E.L.
34 TO 42 IN. = 30 FT. E.L.
43 TO 51 IN. = 40 FT. E.L.
52 TO 64 IN. = 50 FT. E.L.

C: WIDTHS
4 TO 6 IN. = 20 FT. E.L.
7 TO 11 IN. = 40 FT. E.L.
12 TO 15 IN. = 55 FT. E.L.
16 TO 21 IN. = 75 FT. E.L.
22 TO 27 IN. = 100 FT. E.L.
28 TO 33 IN. = 125 FT. E.L.
34 TO 42 IN. = 150 FT. E.L.

D: WIDTHS
4 TO 11 IN. = 15 FT. E.L.
12 TO 21 IN. = 20 FT. E.L.
22 TO 27 IN. = 25 FT. E.L.
28 TO 42 IN. = 40 FT. E.L.

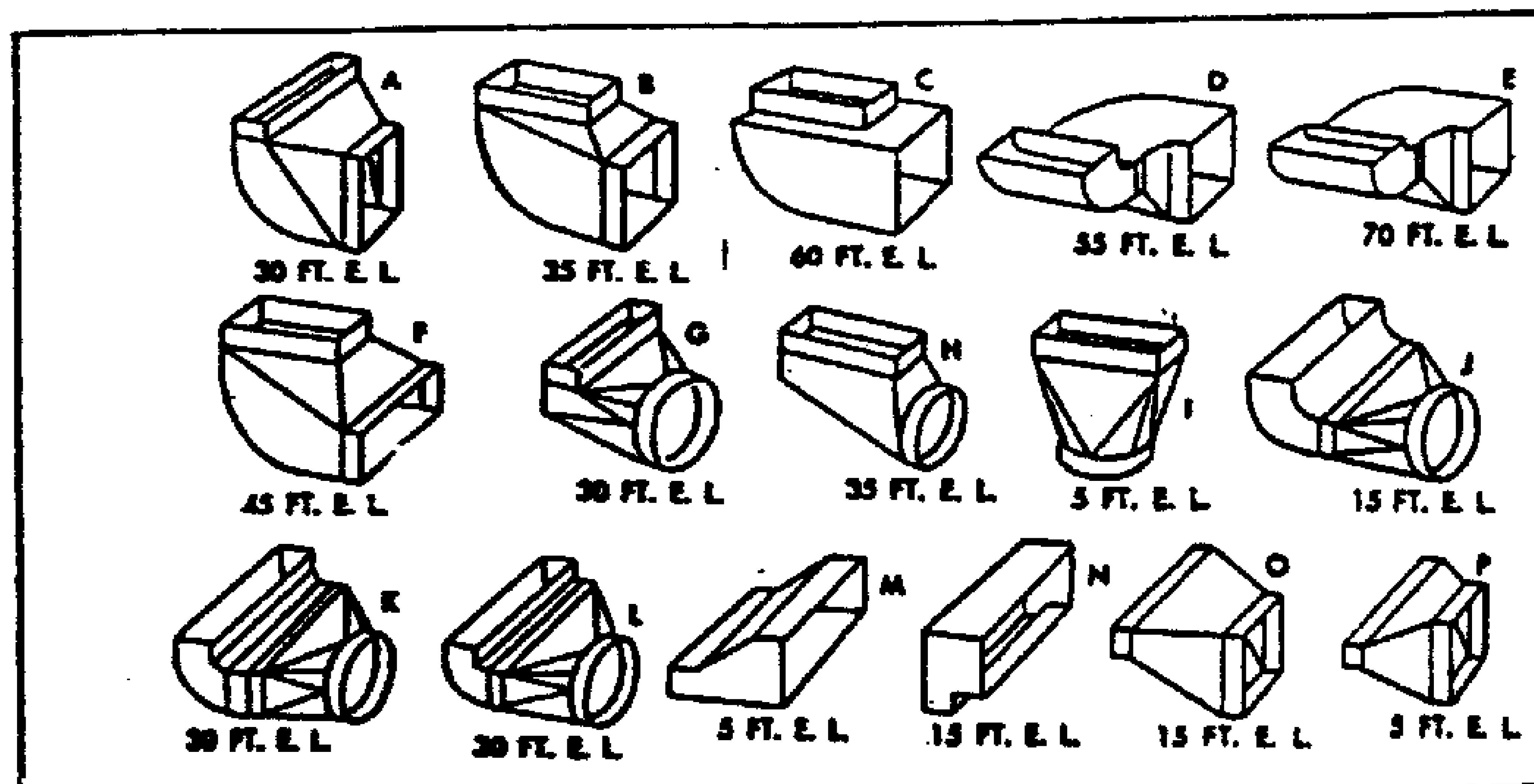
E: 5 FT. E.L.
F: 10 FT. E.L.
G: 30 FT. E.L.
H: 15 FT. E.L.

(B) ANGLES AND ELBOWS FOR TRUNK DUCTS EQUIVALENT LENGTHS BASED ON 8" DEPTH OF DUCT

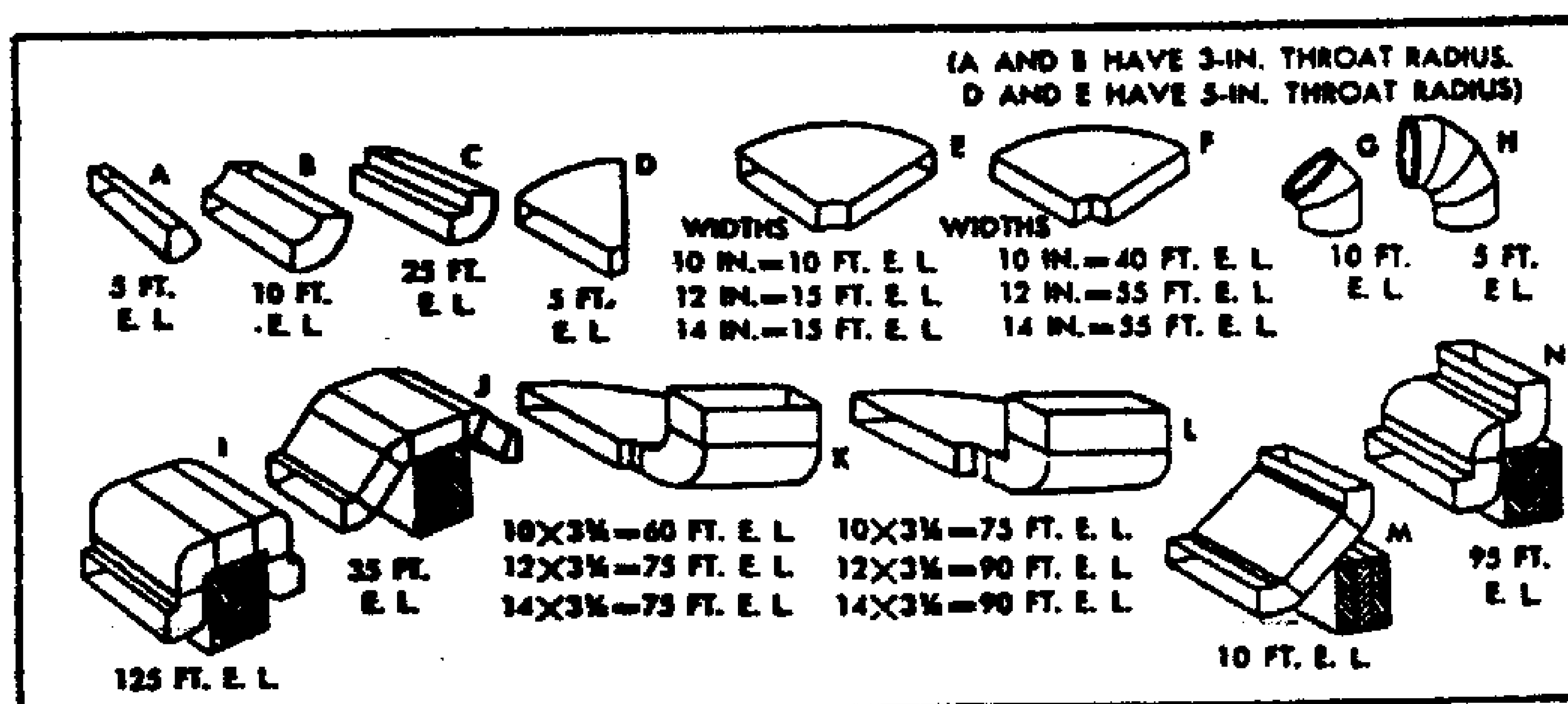
(C) TRUNK DUCT TAKEOFFS

Figure 8.18 Equivalent length of various types of fittings (in feets).

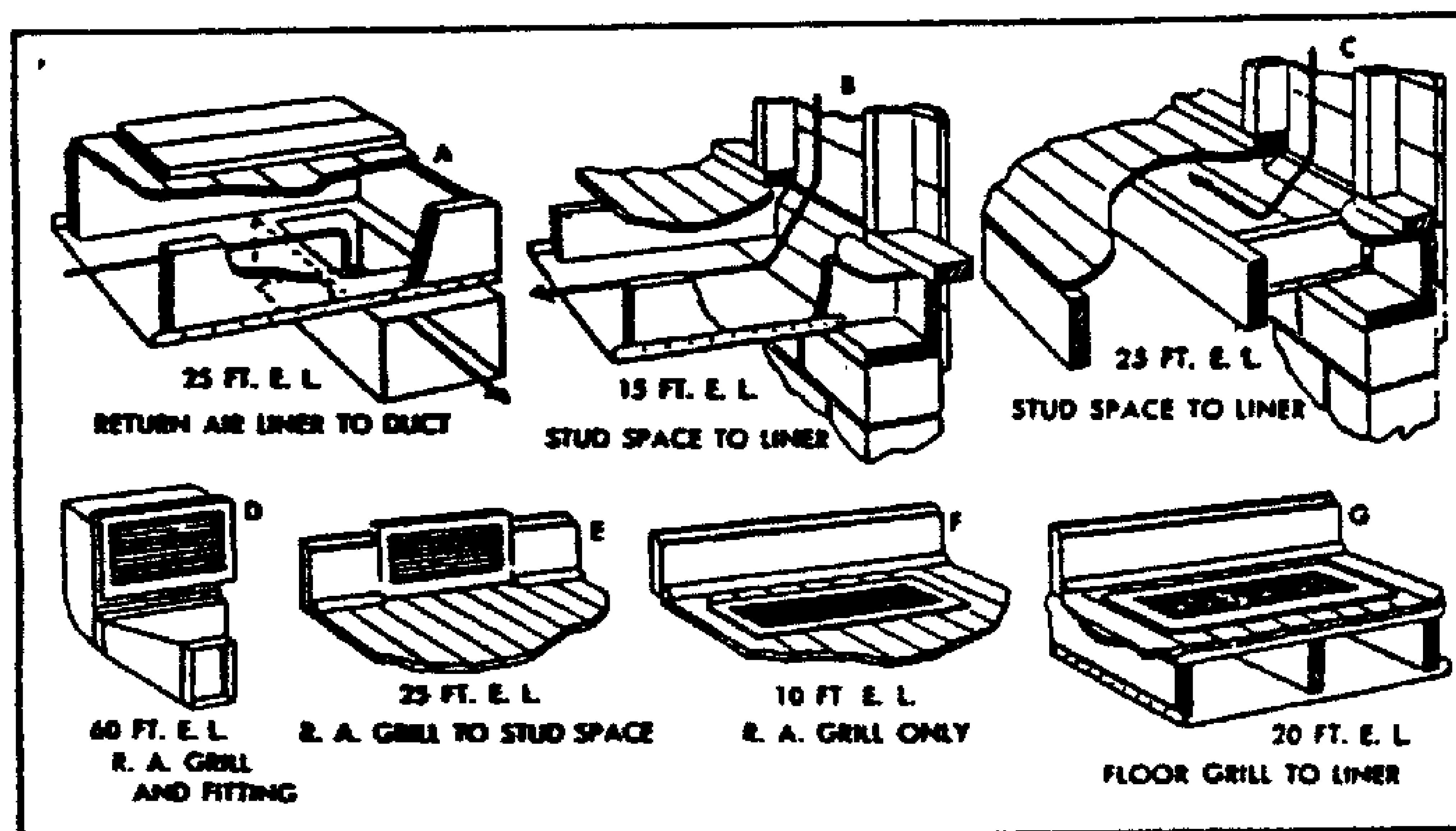
$1m = 3.281\ ft$



(D) BOOT FITTINGS
FROM BRANCH TO STACK



(E) STACK ANGLES, ELBOWS
AND COMBINATIONS



(F) RETURN AIR COMBINATIONS

Figure 8.19 Equivalent length of various types of fittings (in feets).

1m = 3.281 ft

P_b فى المجرى الهابط Down stream لخانق الهواء الراجع بالإضافة إلى أن ضغط الغرفة P_r يجب أن يكون أعلى من الضغط الجوى مما يجعل فتح الأبواب حتميا.

* إذا تم استخدام مروحة أخرى للهواء الراجع Fig 8.23 هذا يجعل ضغط الغرفة P_r مقاربا للضغط الجوى P_O ففى هذه الحالة فإن الطاقة المضافة (للمروحتان) هى نفسها كما فى الحالة السابقة ولكنها موزعة على مروحتين وتعمل مروحة الراجع Return fan على إبطال الفقد فى خانق التصريف Relief air ومحققة بذلك ضغط موجب عند دخول الهواء الخارجى بدرجة تسمح بإمكانية طردة

8.10 منوال تصميم مسالك الهواء

8.10 Air Duct Design Procedure

تصميم أنظمة مسالك الهواء تتم من خلال المنوال الأتى:

1- تحديد معدل هواء التغذية والراجع لكل غرفة باستخدام معادلة الحرارة المحسوسة

$q_S = \rho Q\, Cp\, (t_S - t_R)$

كمية الهواء الراجع تكون أقل قليلا من هواء التغذية حتى نضمن وجود فرق ضغط بالغرفة . هذا يضعف احتمال تكون تيارات هوائية بالغرفة .

2- وضـــع مخطط شبيها بذلك المبين فى Fig8.1 مشتركا يجمع كل من مسالك التغذية ومسالك الـــراجع على مخطط المبنى . يجب التأكد أن هذا التخطيط لا يتعارض مع الخواص المعمارية والانشائية للمبنى ولا يؤثر على باقي الخدمات (الكهرباء ، المياه ، الصرف ، الغاز) .

3- تحدد أماكن وضع منافذ التغذية Supply diffuser وجريلات الراجع Return grilles مع الاستعانة بكاتلوجات التصنيع ويحدد فقد الضغط لكل منها. كما يجب أن يراعى أن يكون مستوى الصوت Sound level لهذه المعدات متفقا مع المستويات المحددة لنشاط المكان .

4- يتم عمل رسما مكبرا لوحدة المناولة Air handling unit مبينا عليه عناصر الوحدة مثل الفلتر وملف التبريد وملف التسخين وحدة الترطيب كما يتم بيان وصلات المروحة وفقد الضغط لكل عنصر راجع Table 8.10 .

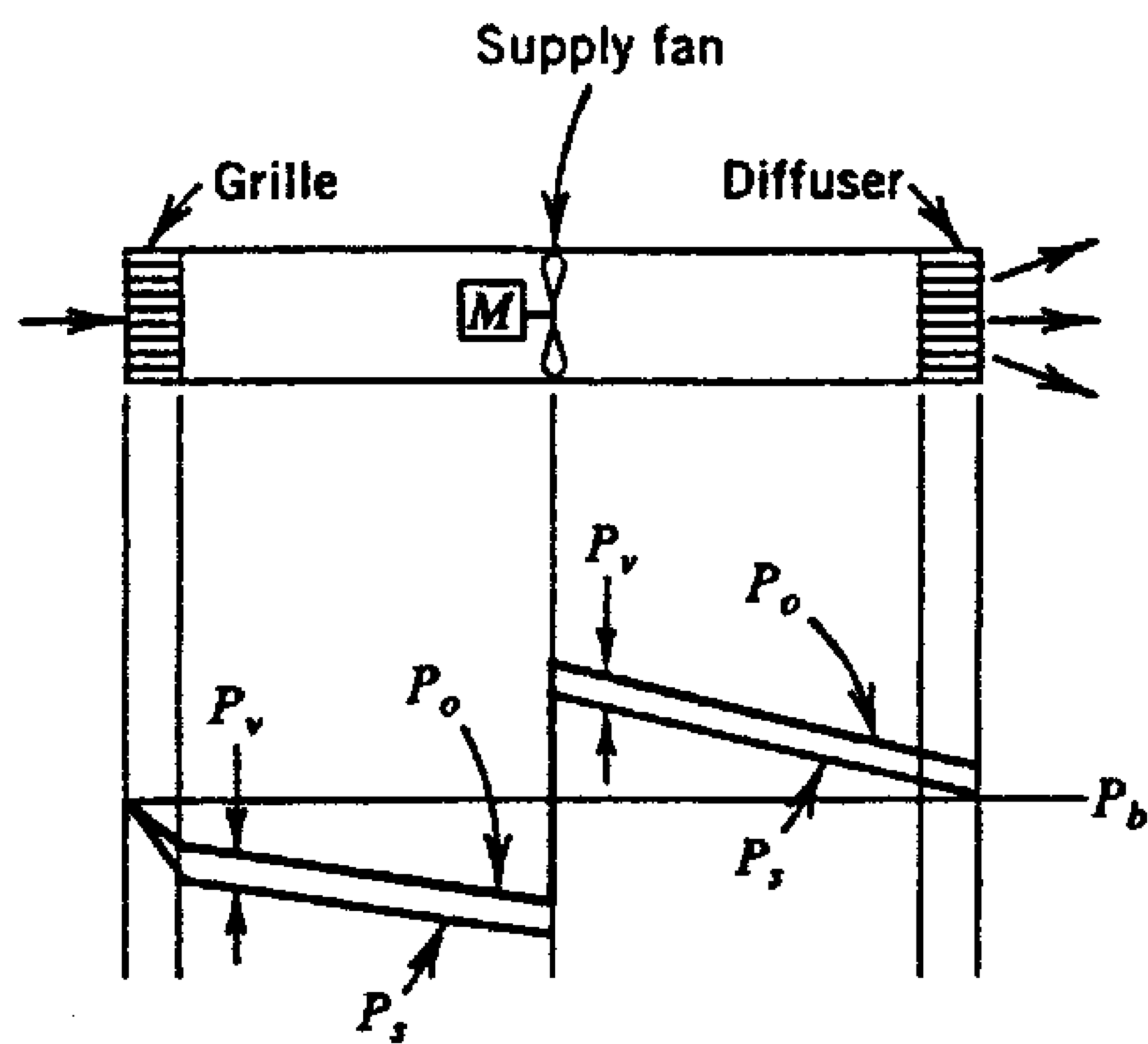


Figure 8.20 Pressure gradient diagram Of a simple duct- fan system

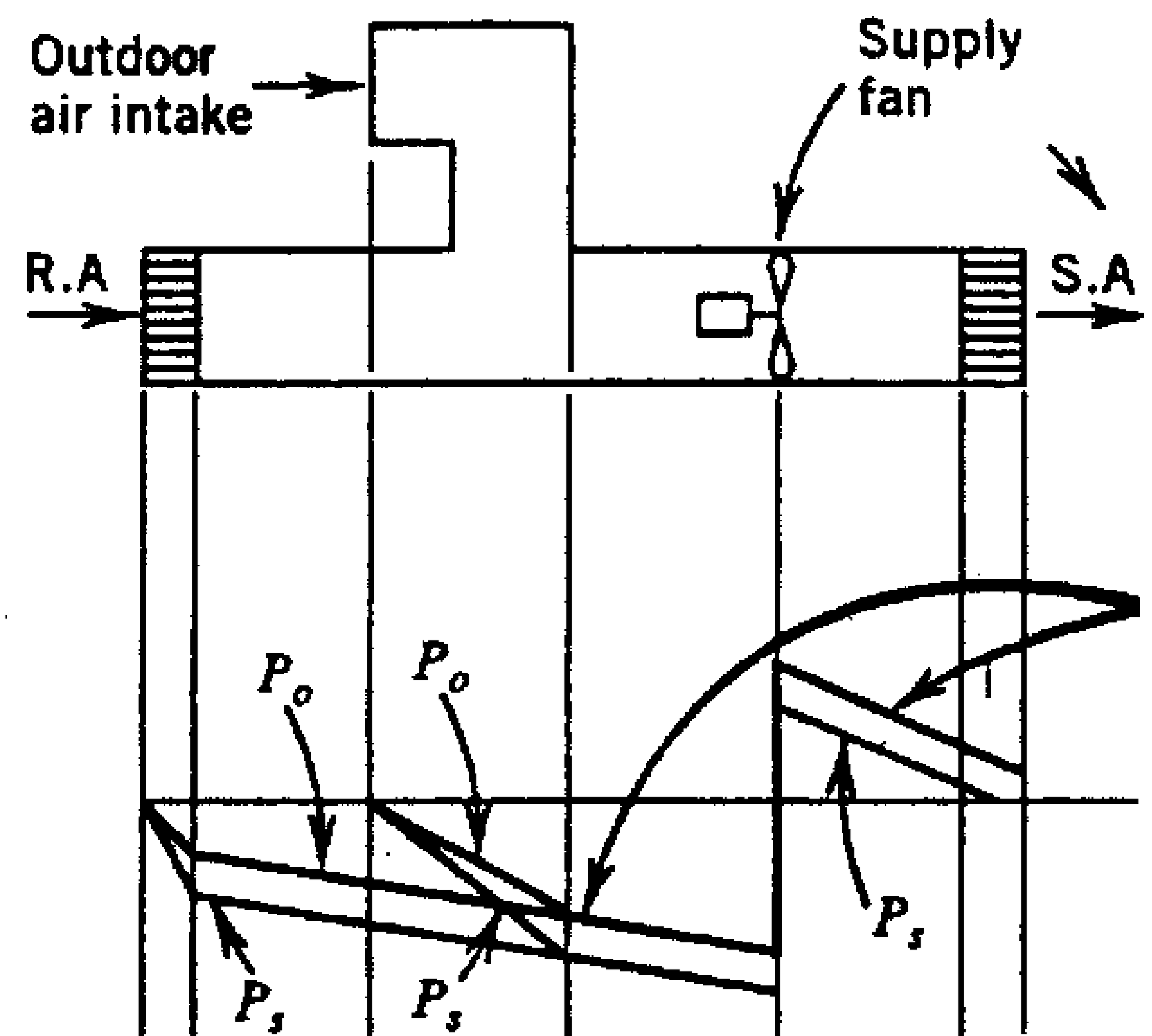


Figure 8. 21 Pressure gradient diagram of duct fan system with Outdoor air- in take.

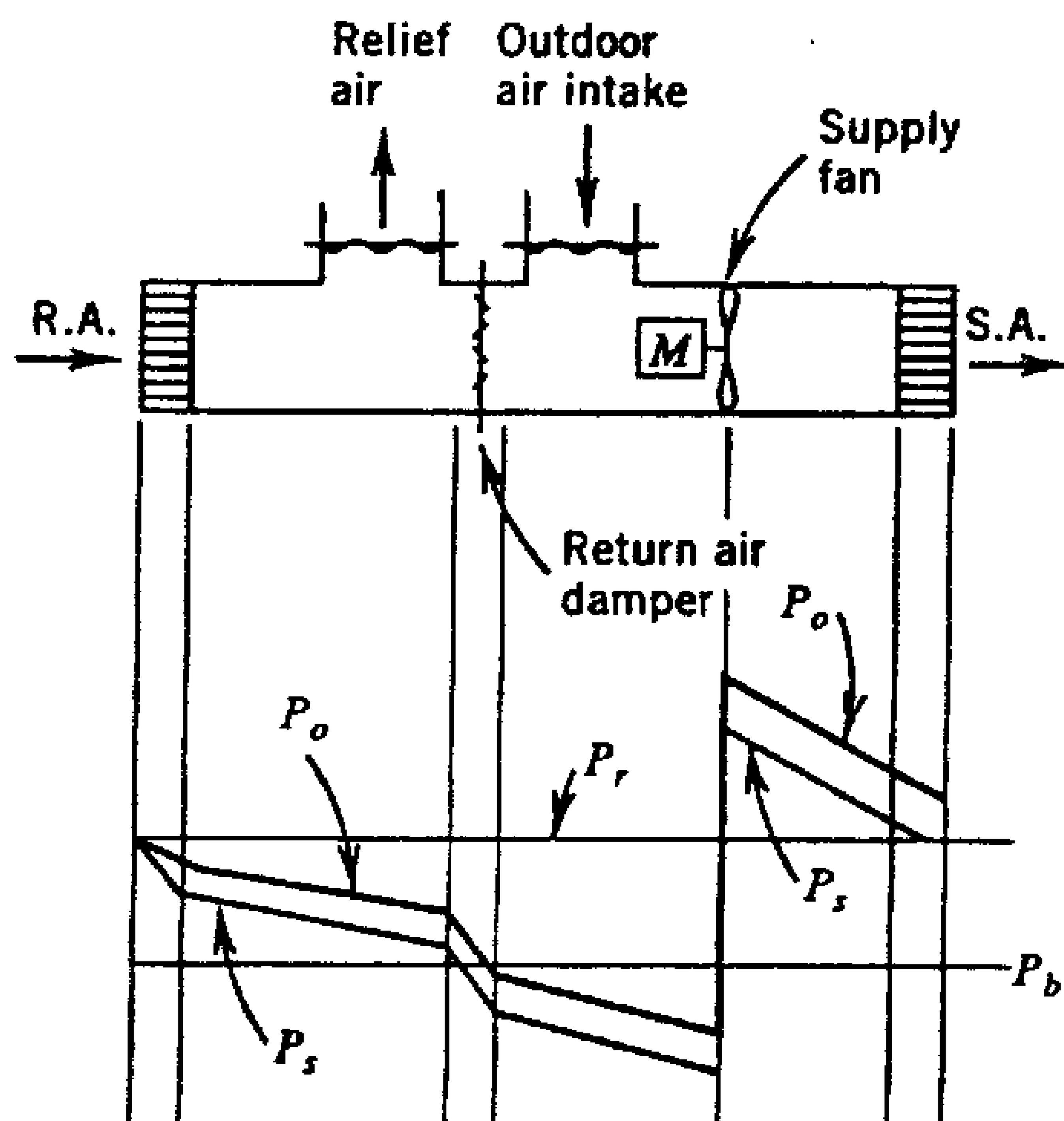


Figure 8.22 Pressure gradient diagram of a duct- fan system with outdoor in take and exhaust (relief)

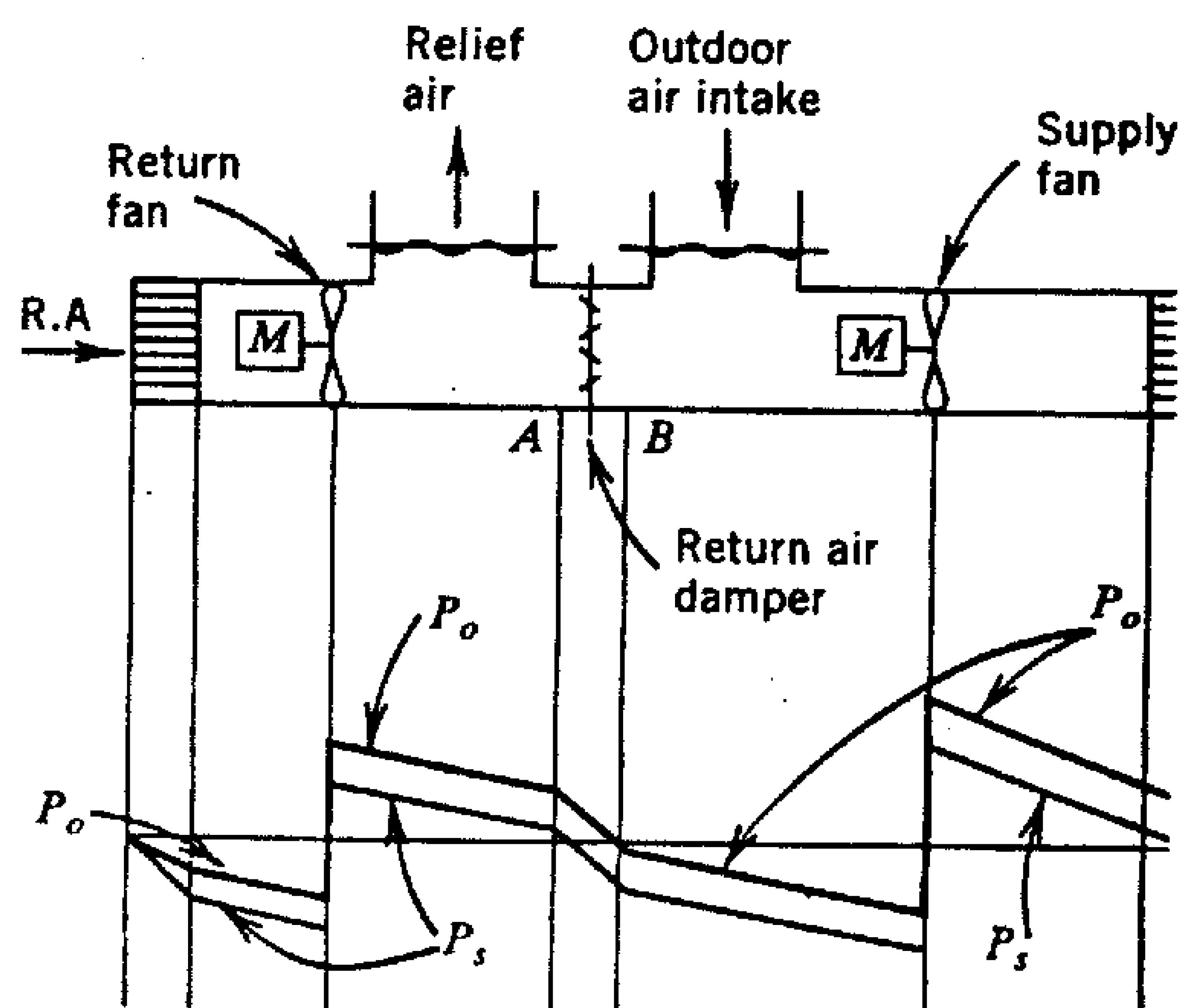


Figure 8.23 Pressure gradient diagram of two fan- duct system with outdoor intake and exhaust.

5- يبين على الرسم التنفيذى Working drawing تغيير المقاطع للتركيبات كما يبين عليه الفلاتر الطرفية وخانق الحريق وخوانق اتزان حجم الهواء .

6- يبين أماكن وجود خوانق تحكم ضغط الهواء .

7- يتم بيان أماكن مخفضات الصوت (راجع باب الضوضاء) .

8- يتم تحديد السرعة القصوى للهواء في كل جزء من أجزاء المسلك راجع Table 8.9 .

9- يتم جمع كل معدلات الهواء للغرف المختلفة لتكون معدل الهواء المار في المسلك الرئيسي.

10- يتم تحديد الحد الأقصى لفقد الضغط (إذا كان ضغط المروحة معروفا يتم خصم فقد الضغط لعناصر وحدة المناولة وكذلك النواشر والخوانق) فيكون الجزء المتبقي هو فقد الضغط المسموح به للمسلك. ومعدل فقد الضغط لانظمة السرعات المنخفضة هو $1\ P_a/m$ -

11- تأكد من وجود فراغ مناسب أعلى السقف الصناعي False ceiling لتركيب وتعليق انظمة المسالك .

12- إذا كان الفراغ غير كافيا يجب زيادة سرعة الهواء مما يؤدي إلى تخفيض ابعاد المسلك ولكن سيزداد الاحتكاك وسيزيد فقد الضغط بالاضافة إلى مستوى إزعاج أعلى وسترتفع تكلفة التشغيل .

14- أحسب فقد ضغط السرعة لكل تركيبة ولكل مسلك مستقيم .

15- اضرب طول المسلك في معدل فقد الضغط لكل متر (P_f/m) لحساب فقد ضغط الاحتكاك لكل جزء مستقيم .

16- أحسب فقد الضغط لعناصر وحدة المناولة (تقريبيا من Table 8.10).

17- احسب فقد الضغط الكلي للنظام.

8.11 طرق تصميم المسالك — 8.11 *Duct Design Methods*

8.11.1 أنظمة السرعة المنخفضة — *8.11.1 Low velocity system*

تستخدم لهذه الأنظمة طريقة تساوي الاحتكاك Equal Friction Method تعتمد فكرة هذه الطريقة على اختيار معدل فقد الضغط بالاحتكاك $(\Delta P_f m)$ لكل متر طولي واعتباره ثابتا لكل

من المسالك الرئيسية والفرعية وكذلك في باقي التركيبات (باعتماد طريقة الطول المكافئ L_{eq}).
تحدد قيمة $(\Delta P_f / m)$ من Fig 8.3 وذلك بمعرفة معدل تصريف المروحة Q. وتحدد السرعة المثلى للنظام والتي لا تسبب إزعاج من Table 8.9. نقطة التقاطع تعطي قطر المسلك الرئيسي وبالاتجاه رأسيا لأسفل نقراء قيمة $(\Delta P_f / m)$ ثم يتم حساب الاطوال المكافئة للتركيبات ، وبضرب مجموع الأطوال المستقيمة + الأطوال المكافئة للتركيبات في معدل فقد الضغط $(\Delta P_f / m)$ نحصل على فقد الضغط للمسالك .

- بالإضافة فقد الضغط خلال المخارج + عناصر وحدة المناولة نحصل على فقد الضغط الكلي الذي يسمح بإختيار المروحة . أما إذا كانت المروحة قد تم اختيارها مسبقا فيحدد الضغط الذي تولده المروحة وبطرح فقد الضغط لعناصر وحدة المناولة (الفلتر وملفات التبريد والتسخين ووحدة الريش وخلافه) بالإضافة إلى فقد الضغط من المخارج (النواشر). الناتج هو فقد الضغط في المسالك .
- بقسمة الناتج على مجموع الأطوال للمسالك المستقيمة بالإضافة إلى الأطوال المكافئة للتركيبات نحصل على معدل فقد الضغط للمتر الطول $(\Delta P_f / m)$.
- استخدام Fig 8.3 يمكن تحديد ابعاد المسلك الدائري و Fig 8.4 لتحديد أبعاد المسلك المستطيل. باستخدام Table 8.2 يمكن تحديد ابعاد المسلك المستطيل المناظر .

Example8. 5

Find the size of each duct section for the system shown in Fig 8.24 using equal friction method. Use rectangular ducts. The system service storage buildings.

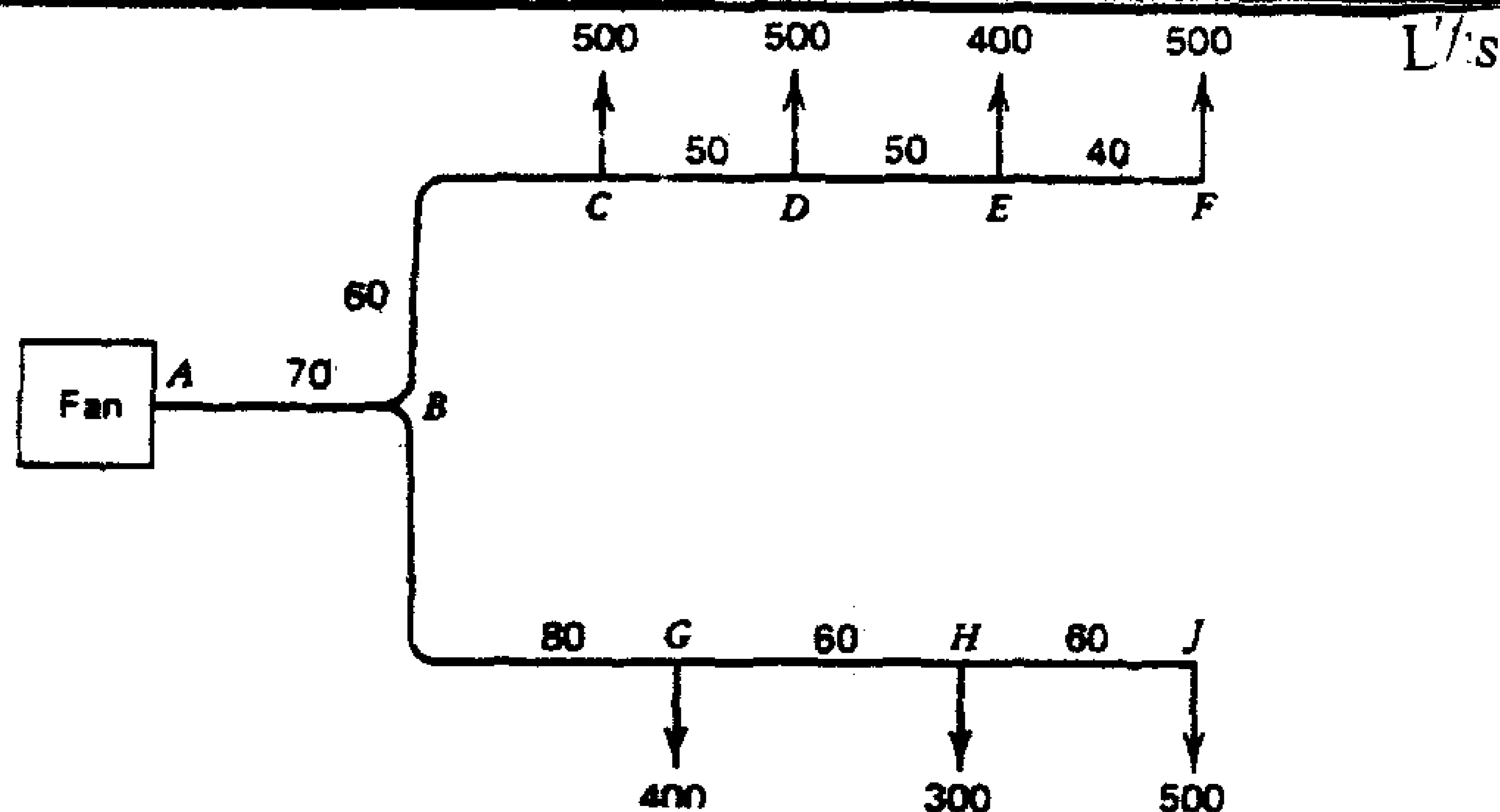


Figure 8.24 Sketch for Example 8.5

معدل تصرف المروحة $Q = 3100$ L/S

من Table 8.9 نجد أن سرعة الهواء فى المسلك الرئيسى $V = 10$ m/s .نقطة تقاطع تصرف مقداره $Q = 3100$ L/s مع سرعة هواء مقداره $V = 10$ m/s تقرأ:

$$D_{AB} = 625mm \quad \& \quad \Delta P_f/m = 1.5 \text{ Pa}$$

من Table 8.2 نقرأ أبعاد المستطيل المناظر للقطر $D_{AB} = 625mm$: $a \times b = 750x450$ mm

المسلك BC $Q_{BC} = 1900$ L/s

عند مقدار تصرف $Q_{BC} = 1900$ L/s نرسم خطا أفقيا حتى يقطع الخط الرأسى $P_f/m = 1.5$

وتقرأ عنده $V_{BC} = 9m/s$ & $D_{BC} = 525mm$

ومن Table 8.2 نقرأ أن $a \times b = 700 \times 350m$ المناظرة للقطر $D_{BC} = 525mm$. قيم الأقطار لبقية أجزاء المسلك مبينة فى Table 8.11

Table 8.11. Summary of Results for Example 8.5

Section	*Q L/S*	*Velocity m/s*	*Friction loss Pa/m*	*Round diameter mm*	*Rect. Duct a x b mm*
AB	3100	10	1.5	625	750x450
BC	1900	9	1.5	525	700x350
CD	1400	8.3	1.5	475	550x350
DE	900	7.5	1.5	400	400x350
EF	500	6.5	1.5	320	350x250
BG	1200	8	1.5	430	450x350
GH	800	7.2	1.5	375	350x350
HG	500	6.5	1.5	320	350x250

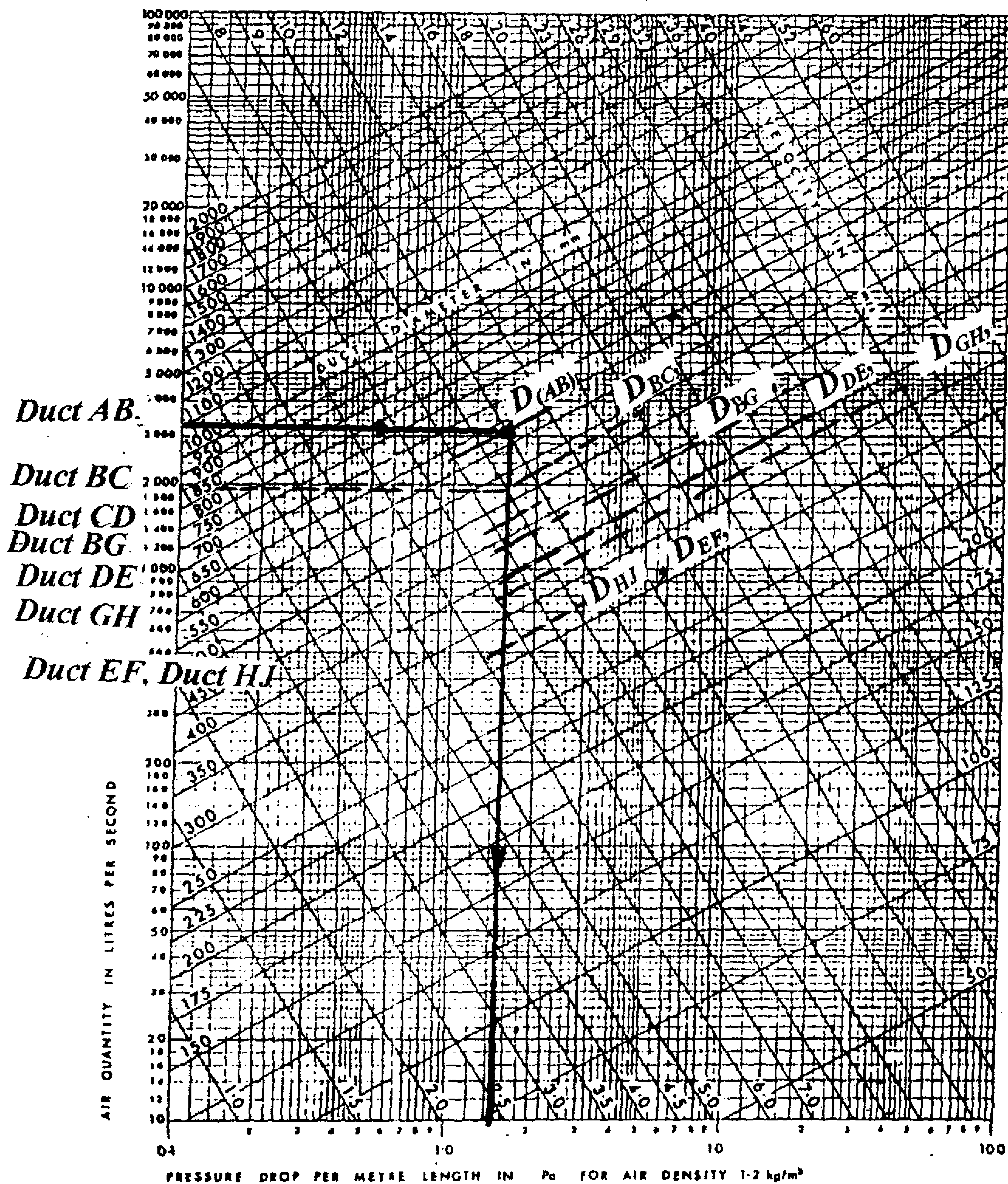


Figure 8.25 Duct sizing chart for example 8.5.

Example 8.6

Select rectangular sizes for the simple duct system shown in Fig.8.26 using the equal friction method the fittings pressure losses should be determined by equivalent length approach. The pressure loss for each diffuser is 5Pa. The system services an auditorium section. Determine duct pressure losses.

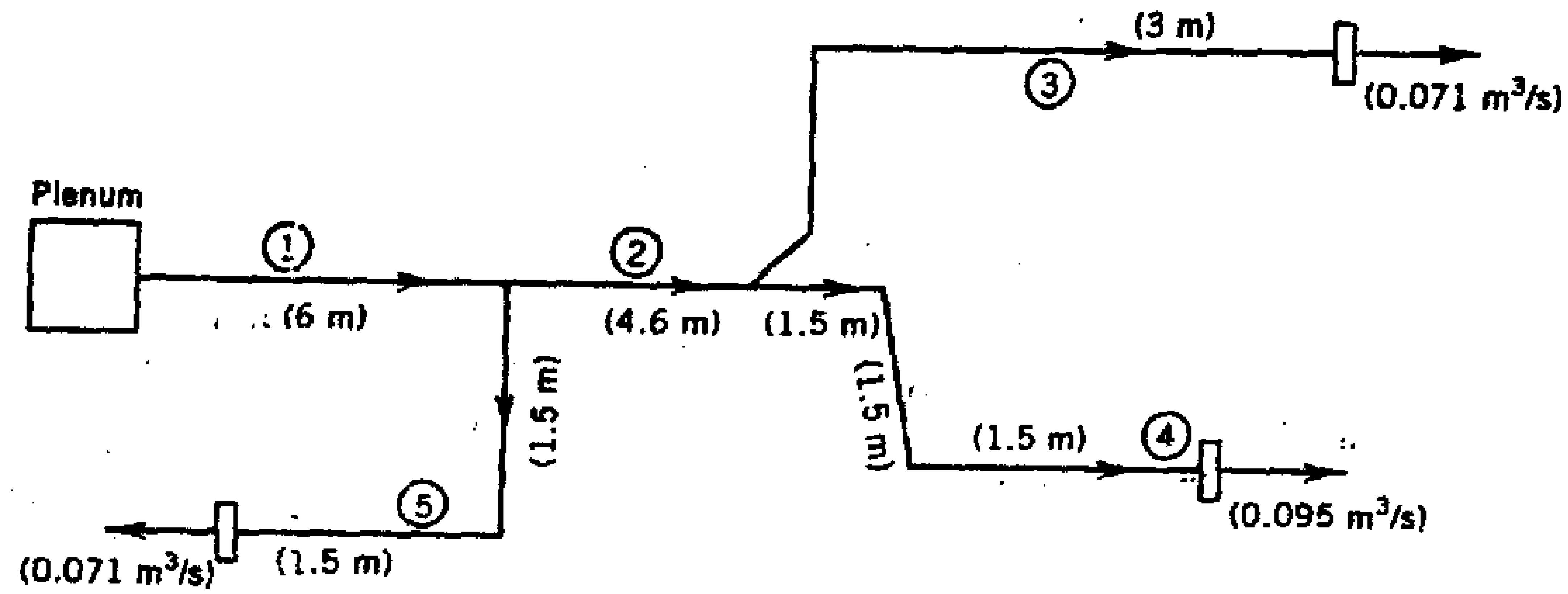


Figure 8.26 Duct layout for example 8.6

من Table 8.9 سرعة الهواء في مسلك التغذية الرئيسي = 6m/s.

تصرف المروحة $Q = 0.071 + 0.071 + 0.095 = 0.237 m^3/s$.

معدل فقد الاحتكاك لكل متر هو 2Pa/mm

باستخدام Fig 8.27 نجد أن باستخدام التصرف المحسوب $0.237 m^3/s$ وعند السرعة 6m/s

$D_1 = 250$ mm & معدل فقد الاحتكاك لكل متر هو $(\Delta P_f/m) = 2P_a$

باستخدام Table 8.2 نجد أن الأبعاد المناظرة للقطر 250mm هي $a \times b = 400 \times 150$mm

لاحظ أن النسبة الباعية لا يجب أن تتجاوز 4

الجزء رقم 2

معدل التدفق في الجزء 2

$Q_2 = 0.071 + 0.095 = 0.166 m^3/s = 166$ L/s

وبالدخول في Fig 8.27 عند Q= 166, L/s حتى يتقاطع مع $(\Delta P_f/m) = 2.0$ Pa نجد أن $D_2 = 225$mm تعادل 300 x 150mm .

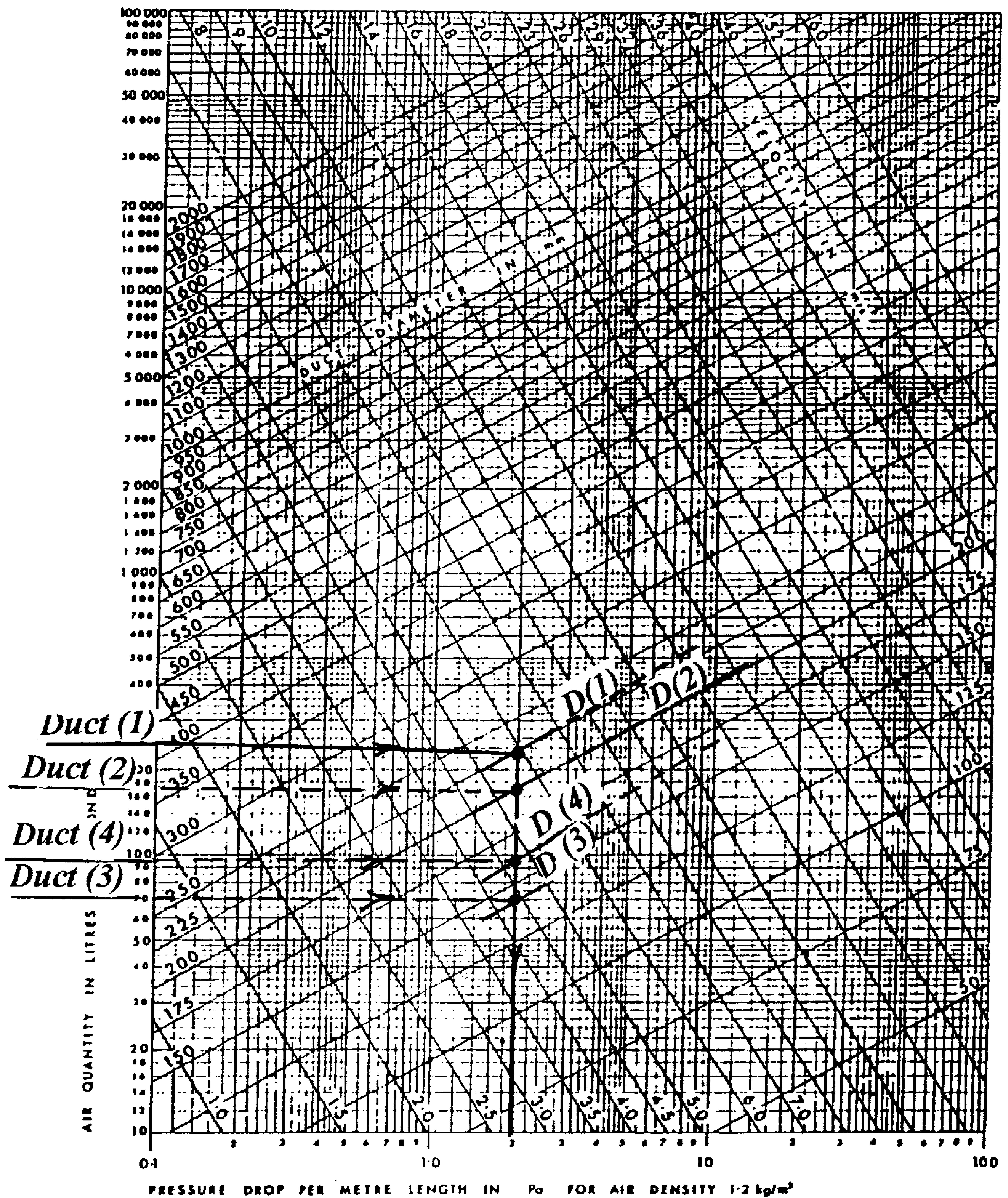


Figure 8.2.7 Duct sizing chart for example 8.6

لاحظ هنا أننا حافظنا بقدر الأمكان على طول الضلع b= 150mm بالنسبة للجزء1 أو الجزء 2 وذلك لسهولة التركيب والتنفيذ .

الجــــــزء 3 نجد أن $Q_3= 0.071\ m^3/_s = 71\ L/s$

من Fig 8.26 نجد أن $a \times b = 150 \times 150mm$ تعادل $D_3 = 135mm$

الــجـــــزء 4

$Q_4 = 0.095m^3/_s = 95L/s$

بنفس الطريقة نجد أن $a \times b = 150 \times 150\ mm.$ تعادل $D_4 = 162.5mm$

الجــــــزء 5

أبعاده مثل الجزء 3 $a \times b = 150 \times 150mm$ (حيث أن له نفس التصرف)

لتحديد فقد الضغط ندرس المسارات الآتية

المسار 1-2-3 و 1-2-4 و 1-5

أولا المسار 1-2-3

طول المسالك المستقيمة $\Sigma\ L = 6 + 4.6 + 3 = 13.6\ m$

الطول المكافئ للتركيبات من Fig 8.17 توجد التركيبات الآتية

Red: $L_{eq} = 1.52m$ بعد الجزء (1) & T : ($L_{eq}= 4.56m$)

Elb 90: ($L_{eq} = 4.56$) & Elb : ($L_{eq} = 3.04m$) & Y ($L_{eq} = 4.56m$)

$\Sigma\ L_{eq} = 18.24m$

فقد الضغط فى المسلك ΔP_{123}

$\Delta P_{123} = (\ \Sigma\ L + \Sigma L_{eq}) \times (\Delta P_f/m + \Delta P_{dif})$

$= (13.6 + 18.24) \times 2+5 = 68.68$, Pa

ثانيا المسار 1-2-4

طول المسالك المستقيمة ΣL $\Sigma\ L = 6+4.6+1.5+1.5+1.5 = 15.1m$

الطول المكافى للتركيبات من Fig 8.17

Y: ($L_{eq} = 4.56m$) , Red R: ($L_{eq} = 1.52m$) & T: ($L_{eq} = 4.56m$)

Elb: ($L_{eq} = 4.56m$) & Elb: ($Le = 4.56m$)

$\Sigma\ L_{eq} = 4.56 + 1.52 + 4.56 + 4.56 + 4.56 = 19.76m.$

فقد الضغط في المسلك ΔP_{124}

$$\Delta P_{124} = (\Sigma L + \Sigma L_{eq}) \times (\Delta P_f/m) + \Delta P_{dif}$$

$$= (15.1 + 19.76) \times 2 + 5 = 74.72, Pa$$

ثالثا المسار 5-1

طول المسالك المستقيمة $\Sigma\ L = 6+1.5 + 1.5 = 9,m$

الطول المكافئ للتركيبات من Fig 8.17

Elb: (L_{eq}= 4.56m) & T: (L_{eq} = 4.56m)

$$\Sigma L_{eq} = 9.12m$$

فقد الضغط في المسلك $\Delta P_{1\text{-}5}$

$$\Delta P_{15} = (\Sigma L + \Sigma L_{eq}) \times (\Delta P_f/m) + \Delta P_{dif}$$

$$= (9+9.12) \text{ x}2 + 5 = 41.24 \text{ Pa}$$

مما سبق يتضح أن أكبر فقد يكون على المسار 1-2-4 أى 74.72, Pa

بالإضافة إلى ما سبق يؤخذ في الاعتبار فقد الضغط خلال عناصر وحدة المناولة وهى ملفات التبريد ملفات التسخين والفلتر ووحدة الرش وكذلك فقد الضغط عند مدخل ومخرج المروحة.

وتحدد قدرة المروحة المعادلة

$$P = \frac{(\Sigma\Delta P) \times Q}{\eta_M . \eta_e}$$

حيث η_e , η_M الكفاءة الكهربائية والميكانيكية لموتور المروحة .

8.11.2 لأنظمة السرعة العالية *8.11.2 High velocity system*

في أنظمة السرعات العالية تستخدم طريقة الاستعاضة الاستاتيكية Static Regain Method وتعتمد هذه الطريقة على تخفيض السرعة في اتجاه سريان الهواء مما يسمح بانخفاض ضغط السرعة بالتالى زيادة الضغط الاستاتيكى بدرجة كافية لمقاومة فقد الاحتكاك في الجز الاحق ونبين ذلك في المثال الآتى :

Example 8.7

Determine the duct sizes for the system shown in Fig 8.28, using the static regain method. Round duct will be used. The system serves an industrial building .

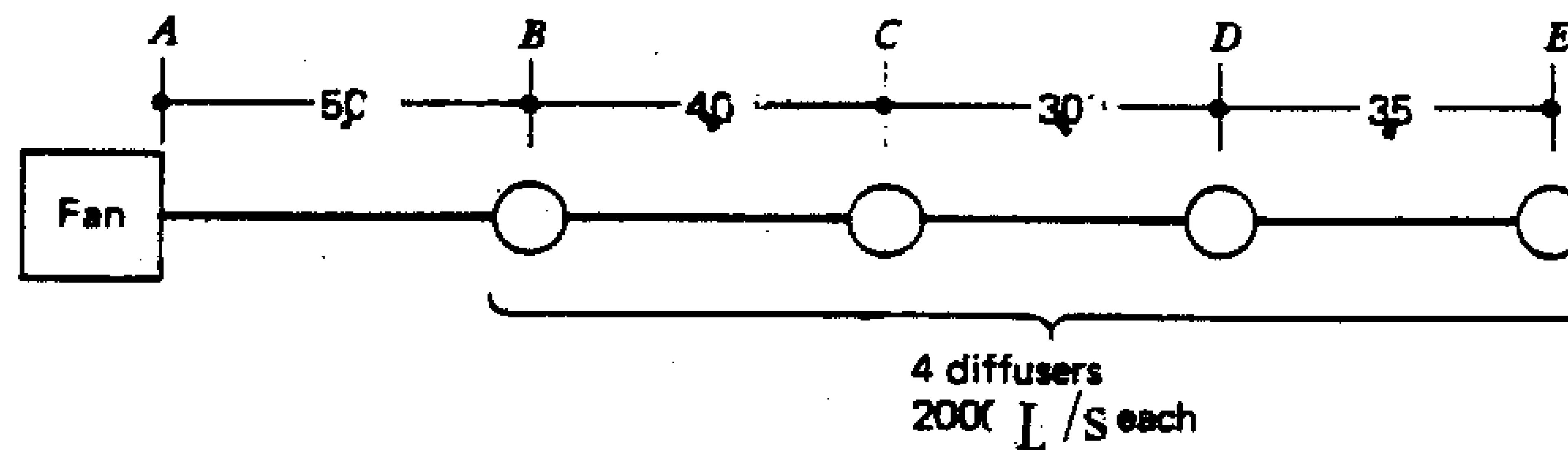


Figure 8.28 Sketch for Example 8.7

من Table 8.9 نختار السرعة فى المسلك الرئيسى V= 15m/s

مسلك AB : Q = 800 L/s & V = 15 m/s

من Fig 8.3 بنفس الكيفية السابقة نجد أن :

D_{AB} = 260,mm & (ΔP_f/m) = 410 Pa

فقد الضغط بالاحتكاك

$(\Delta P)_{AB}$ = 5x 10 = 60,Pa

مسلك BC : Q = 600L/s

نفرض أن السرعة هى V_{BC} = 13m/s

من Fig .8.3 نجد أن

D_{BC} = 420,mm & $(\Delta P_f/m)_{BC}$ = 8, Pa

مقدار فقد الضغط بالاحتكاك

$(\Delta P)_{BC}$ = 8 × 4 = 32, Pa

أكتساب الضغط اللاستاتيكى

$$(\Delta P)_{BC} = \frac{\rho}{2}\left(V_A^2 - V_B^2\right)$$

$$= \frac{1.2}{2}(225-169) = 33.6, \quad Pa$$

القيمة متقاربة والفرق ضئيل فيكون اختيارنا للسرعة موفقا ونعتبر أن

$D_{BC} = 240mm, \quad \& \quad V_{BC} = 13m/_{s}$

المسلك CD

معدل التصرف فى المسلك $Q = 400, L/s$

نفرض أن السرعة $V_{CD}= 11m/s$

من Fig 8.3 نجد أن $(\Delta P_f/m)_{CD} = 6.5, P_a \quad \& \quad D_{CD} = 220,mm$

مقدار فقد ضغط الاحتكاك

$(\Delta P)_{CD} = 3 \times 6.5 = 19.5 \ ,Pa$

اكتساب الضغط الاستاتيكي

$$(\Delta P)_{CD} = \frac{\rho}{2}\left(V_B^2 - V_C^2\right) = 28.8 \ ,P_a$$

الفارق كبير والاختيار غير موفق نختار سرعة أخرى $V_{CD} = 11.5m/s$

من Fig 8.3 نجد أن $(\Delta P_f/m)_{CD} = 7.5 \quad P_a \quad \& \quad (D_{CD}) = 235mm$

فقط ضغط الاحتكاك

$(\Delta P)_{CD} = 3 \times 7.5 = 22.5 \ , \ Pa$

اكتساب الضغط الاستاتيكى

$$(\Delta P)_{CD} = \frac{\rho}{2}\left(V_B^2 - V_C^2\right)$$
$$= \frac{1.2}{2}\left(13^2 - 11.5^2\right) = 22.05, Pa$$

∴ القيمة متقاربة والاختيار موفق

مسلك DE : $Q = 200 \ L/s$

نختار سرعة ولتكن 9.5 m/s

من Fig 8.3 نجد أن $(\Delta P_f/m) = 7, \ P_a \quad \& \quad (D)_{DE} = 165mm$

فقد ضغط الاحتكاك $(\Delta P_f)_{DE} = 3.5 \times 7 = 24.5 \ , Pa$

اكتساب الضغط الاستاتيكى

$$(\Delta P)_{DE} = \frac{\rho}{2}\left(V_C^2 - V_D^2\right)$$
$$= \frac{1.2}{2}(11.5^2 - 9.5^2) = 25.2,Pa$$

القيمة متقاربة والاختيار كان موفقا. القيم النهائية لتقدير أبعاد المسالك فى Table 8.12

Table 8.12 Summary of Results for Example 8. 7

Section	Q L/s	V m/s	D mm	L m	$\Delta P_f/m$ Pa	ΔP_f Pa	Static Regain pressure, Pa
AB	800	15	260	5	10	50	
B							33.6
BC	600	13	240	4	8	32	
C							22.05
CD	400	11.5	235	3	7.5	22.5	
D							25.2
DE	200	9.5	165	3.5	7	24.5	

Problems

8.1 Compute the lost pressure for 350mm 90° elbow with a volume flow rate of 0.6 m^3/s of standard air .

8.2 Compute the lost pressure for a 400mm x 400mm 90° mitered elbow with a volume flow rate of 1.2m^3/s of standard air (a) with single-thickness vanes, design 3, and (b) without vanes.

8.3 Compute the lost pressure for a diverging wye fitting with a 45 degree branch. The flow rate in the 30cm upstream section is 0:38m^3/s, and the flow rate in the 15cm branch is 0.12m^3/s. The downstream section has a diameter in 25cm.

8.4 Compute the lost pressure for a converging fitting. The flow rate in the 20cm upstream section is 0.24m^3/s and the flow rate in the 20cm branch is 0.24m^3/s. The downstream section has a diameter of 25cm Assume (a) a 45 degree wye.

8.5 A sudden enlargement in a circular duct measures 0.2m diameter upstream and 0.4m diameter downstream. The upstream pressure is 150Pa and the downstream is 200Pa. What is the flow rate through the fitting?

8.6 Size the rectangular ducts shown in Fig 8.2.9 by both equal friction method and by static regain method. The system service residence building for which velocity of air though the main supply duct is 6m/s Neglect fittings losses.

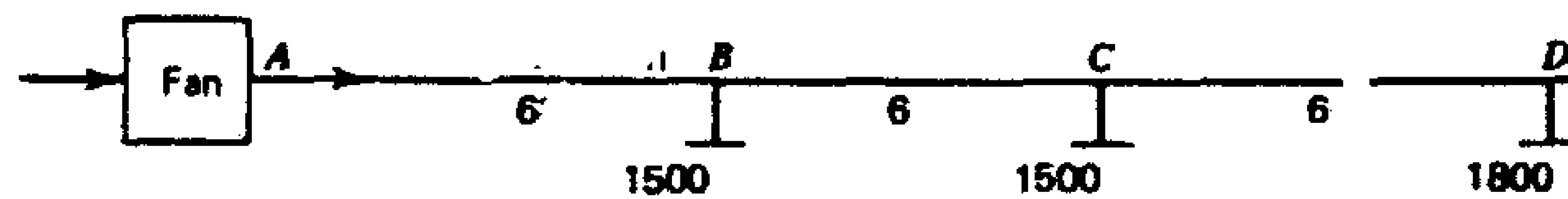


Figure 8.29 Sketch for problem 8.6

8.7 Find the total pressure drop in the duct system shown in Fig 8.30. from the fan outlet at A to F. The pressure loss through each outlet is 5Pa. The system service a restaurant. Circular duct is considered.

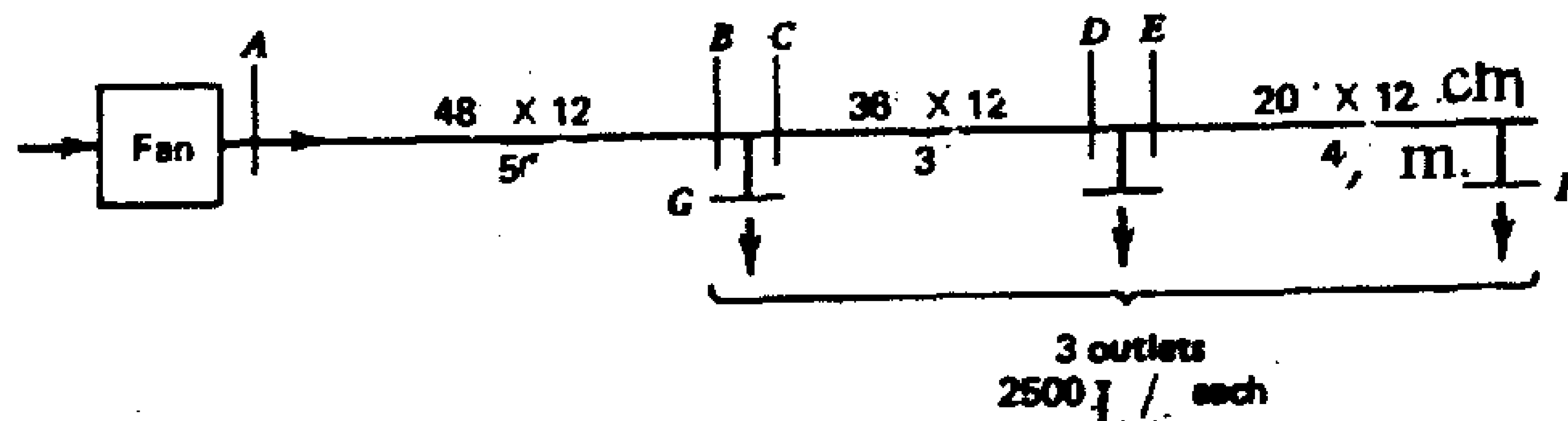


Figure 8.30 Layout of duct system problem 8.7

8.8 For the duct system shown in Fig 8.31 determine the system total pressure loss and fan requirements (head and power. Take η_M=0.8 & η_e=0.85). The fan inlet and outlet connection are not shown but it has been found that the system inlet loss is 50Pa and the outlet loss is 20Pa. The total pressure at each outlet for proper distribution is 25Pa.

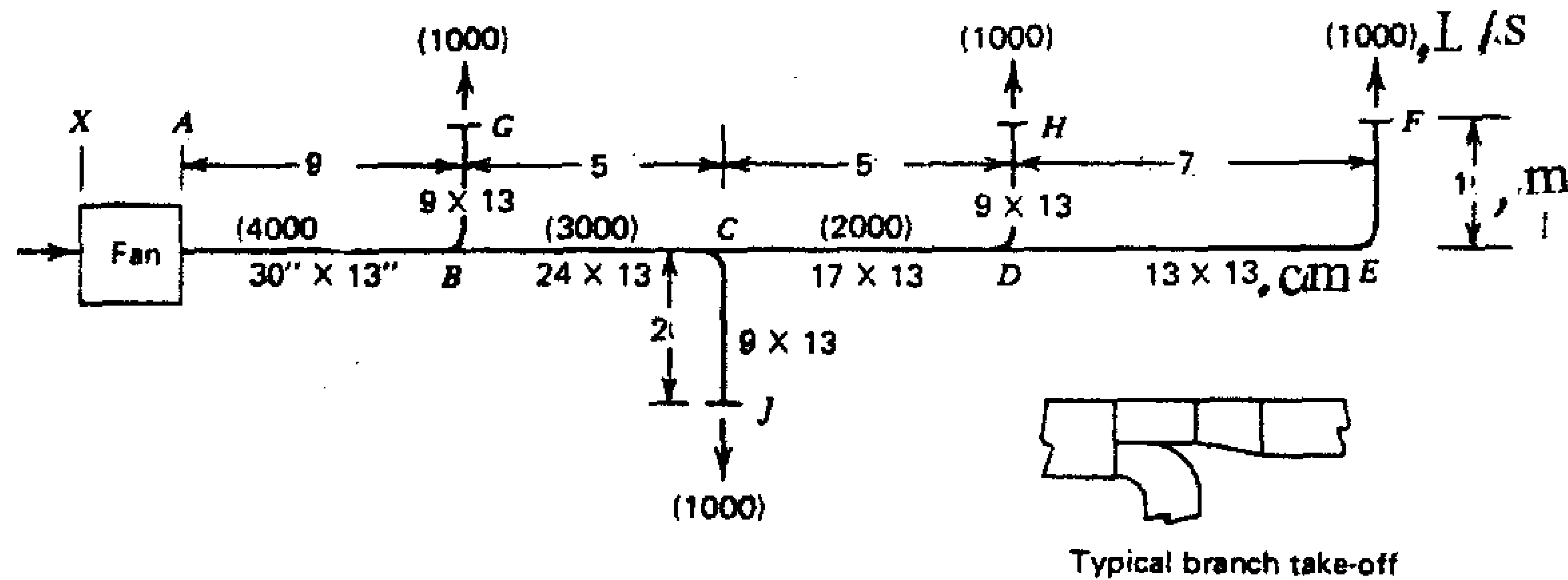


Figure 8.31 Layout of duct system for problem 8.8

8.9 Design the duct system of Fig 8.32 using equal friction method. The velocity in the duct attached to the plenum must not exceed 4.5m/s and the overall loss in total pressure should not exceed 80Pa. Total pressure losses for the diffusers are 10Pa. Rectangular ducts are required. The lengths shown are the total equivalent lengths of each section. (you are not request to determine fittings losses)

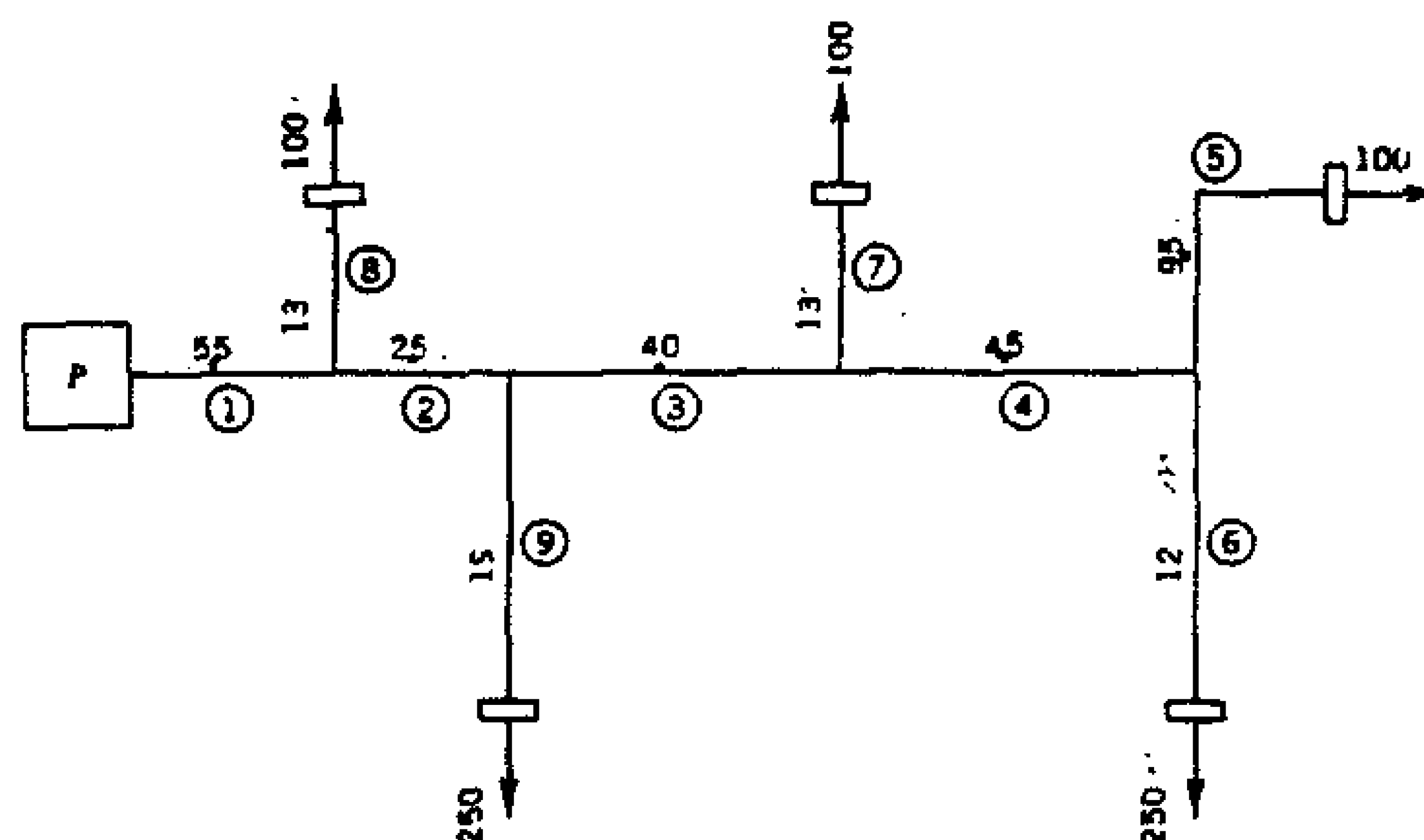


Figure 8.32 Layout of duct system problem 8.9

8.10 Design the duct system shown in Fig 8.33 using equal friction method. Each outlet has a terminal box that requires a minimum of 125Pa total pressure. Other pertinent data are shown on the Figure.

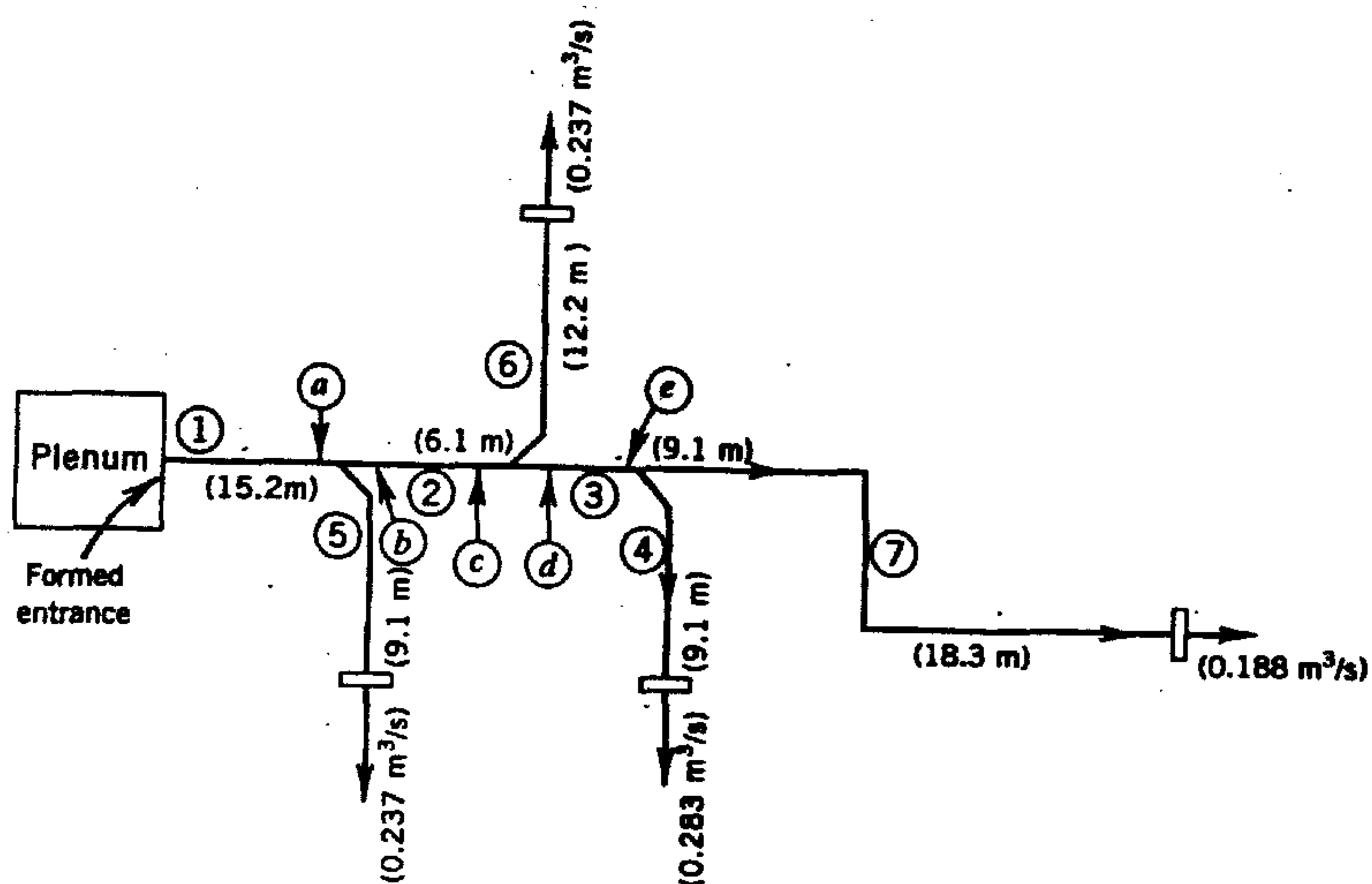


Figure 8.33.Layout of duct system for problem 8.10

9

المـراوح
FANS

مقدمـــــة : *General*

المــراوح ضــرورية لدفــع الهــواء خلال معدات معالجة الهواء والمسالك حتى الأماكن الخاضعة للتكييف – كما تستخدم أيضا لسحب الهواء الملوث أو الغازات من الأماكن المكيفة

9.1 تصنيف المراوح *9.1 Fans Classifications*

تصنيف المراوح طبقا لاتجاه السريان داخل المروحة إلى :

1- مراوح الطرد المركزى Centrifugal fan .

2- المراوح المحورية Axial Fan .

أولا : مراوح الطرد المركزى ***Centrifugal Fan.*** تــتكون مروحة الطرد المركزى – مــن ظــرف حلــزون Scroll Casing يدور داخله دفاعة Impeller مركب عليها ريش Blades والــتى تــنقل الطاقة إلى الهواء المراد تحريكه. ويدخل الهواء محوريا ويتحرك فى اتجاه دائرى إلى الريش ويطرد فى اتجاه متعامد على المحور Fig 9.1.

تنقسم مراوح الطرد المركزى طبقا إلى نوع الريش Fig 9.2 إلى الأتية :

1- مراوح طرد مركزى ذات ريش فى اتجاه القطر Radial blades

2- مراوح طرد مركزى ذات ريش منحنية للأمام Forward curved blades

3- مراوح طرد مركزى ذات ريش منحنية للخلف Backward curved blades

4- مراوح طرد مركزى ذات ريش ايروفولية Airfoil blades

والأخــيرة عــبارة عــن ريــش منحنــية للخلف ذات سمك مضاعف لريش النوع الثالث وبمقارنة الســرعة Fig 9.2 نجــد أن السرعة فى المراوح ذات الريش القطرية Radial blades والمنحنية

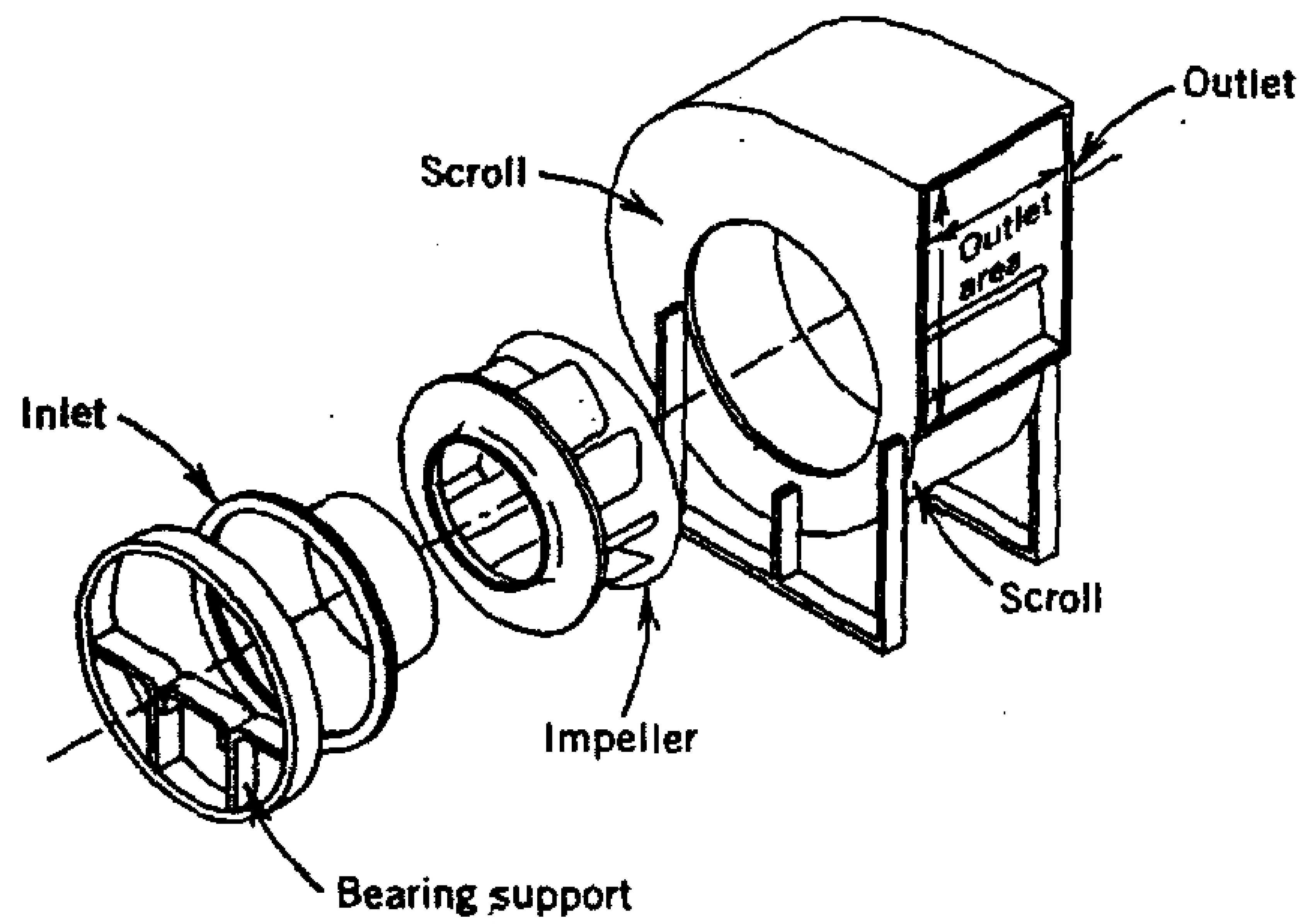


Figure 9.1 Exploded view of centrifugal fan.

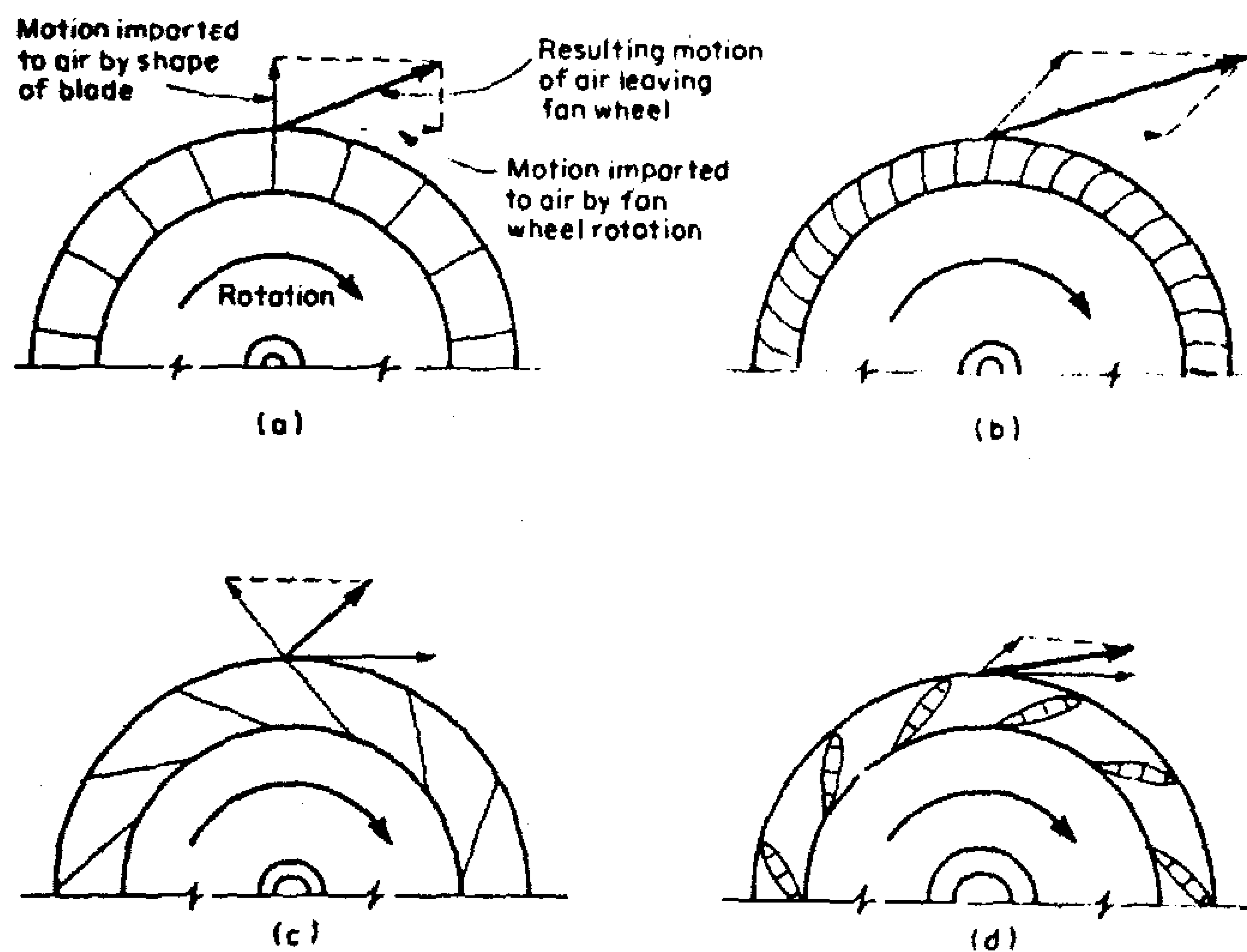


Figure 9.2 Types of centrifugal fan blades. a: Radial, b: Forward curved, c: Backward inclined d: Airfoil.

للأمـــام Forward blades أكـــبر مـــن النوعين الآخرين Backward blades ، Airfoil ولذلك فـــإن النوعيـــن الأخريـــن يحـــتاجان إلى قدرة أقل وموتور أصغر وبالتالى أقل فى تكاليف التشغيل وأغلى فى الثمن .

مـــراوح الضـــغط المركـــزى قـــد تكون مفتوحة Open أو داخل أطار Cased. المراوح المفتوحة تســـتخدم للطـــرد فقـــط. وفى العادة تصنع مراوح الطرد المركزى فى أطار ويكون السحب أما من مدخل واحد Single inlet أو مزدوجة المدخل Double inlet.

المـــراوح ذات المدخـــل الواحد هى الأكثر شيوعا أما المراوح ذات المدخلين فهى مفيدة عندما تكون كمية الهواء كبيرة بحيث تشغل نفس الحيز تقريبا.

ثانيا : المراوح المحورية Axial fans يدخل الهواء ويخرج فى اتجاه المحور أبسط مثال لها هو رفاص Propeller كالمستخدم فى الطائرة أو القارب إذا وضع هذا الرفاص داخل إطار دائرى قصير تسمى مراوح محورية داخل أنبوب Tube axial fan هذه الأخيرة إذا زودت بريش توجيه ثابتة قبل وبعد الرفاص وذلك لكبح دوران تيار الهواء وتسمىVane- axial fan Fig 9.3.

ويلاحـــظ ان المـــراوح المحوريـــة تســـتطيع أن تعطـــى كمية كبيرة من التدفق فى مستوى مقاومة صـــغيرة. ولـــذا نجـــد أن المراوح المحورية الرفاص Propeller لا تستخدم مع أى مسالك. وعند الضرورة قد تستخدم مع مسالك قصيرة جدا مثل وحدات تكييف هواء صغيرة من نوع الشباك.

- أمـــا المـــراوح داخـــل أنبوب Tube- axial فإن توزيع الهواء منها غير منتظم Uneven وهذا يجعلها غير مناسبة فى مجال تكييف الهواء.
- بالنســـبة للمراوح ذات ريش توجيه Vane- axial فيمكن استخدامها فى التهوية خاصة فى المنشـــأت الصـــناعية ولكـــن يصـــدر عنها ضوضاء كبيرة مما يحد استخدامها فى تكييف الهـــواء وتســـتخدم عندما يكون الفراغ المتاح لتركيبها صغيرا مع اتخاذ اجراءات لتخفيض مستوى الضوضاء الصادر منها .

9.2 *Fan Characteristics* 9.2 خصائص المراوح

أداء المـــراوح عادة ما يمكن تمثيله فى شكل منحنيات تبين علاقة كل من فرق الضغط Pressure head ، القدرة Power معامل الكفاءة η كدالة من مقدار التصرف (السعة) . Volume flow rate

- **قـــدرة المـــروحة *Fan power*** يعـــبر عنها بالقدرة اللازمة لرفع الضغط بالإضافة إلى القدرة اللازمة لتوليد الطاقة الكينيماتيكية لدفع الهواء أى

$$N_{ideal} = Q\,(P_2 - P_1) + m.\,V^2/2 \quad , \quad kW \qquad (9.1)$$

حيث Q معدل تدفق الهواء الحجمى, m^3/s

m معدل تدفق كتلة الهواء , kg/s

V سرعة الهواء الخارج من المروحة m/s

- كفـــاءة المـــروحة هـــى عـــبـــارة عـــن النسبة بين القدرة النظرية (المثالية) إلى القدرة الفعلية Actual Power أى أن

$$\eta = \frac{N_{ideal}}{N_{act}} \quad ,\% \qquad (9.2)$$

الخصـــائص الســـابقة مـــثل الضـــغط الـــذى تولده المروحة Pressure والقدرة Power والكفاءة Efficiency ممـــثلة فـــى Fig 9.4 رأســـيا فـــى شكل نسبة مئوية مع مقدار التدفق. فى هذا الشكل المـــروحة ذات الـــريش المتجهة للأمام- والمروحة ذات الريش الأيروفولية مماثلة لتلك ذات الريش المـــتجهة للخلـــف وعلـــى ذلـــك يبيـــن Fig 9.4 خصائص مراوح الطـــرد المركزى ذات الريش المـــتجهة للخلـــف (a) Backward ومـــراوح الـــريش المـــتجه للأمام (b) Forward والمروحة المحورية فى أنبوبة (c) Tube- axial.

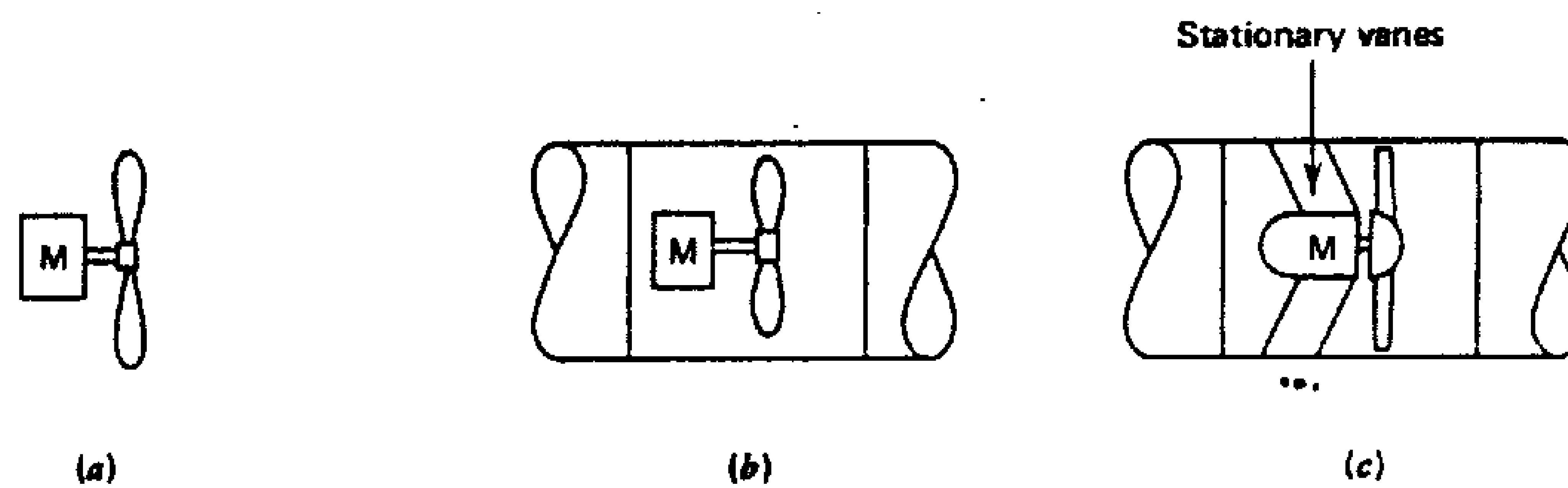


Figure 9.3 Types of axial flow fans a: Propeller, b: Tube- axial, c: Vane- axial

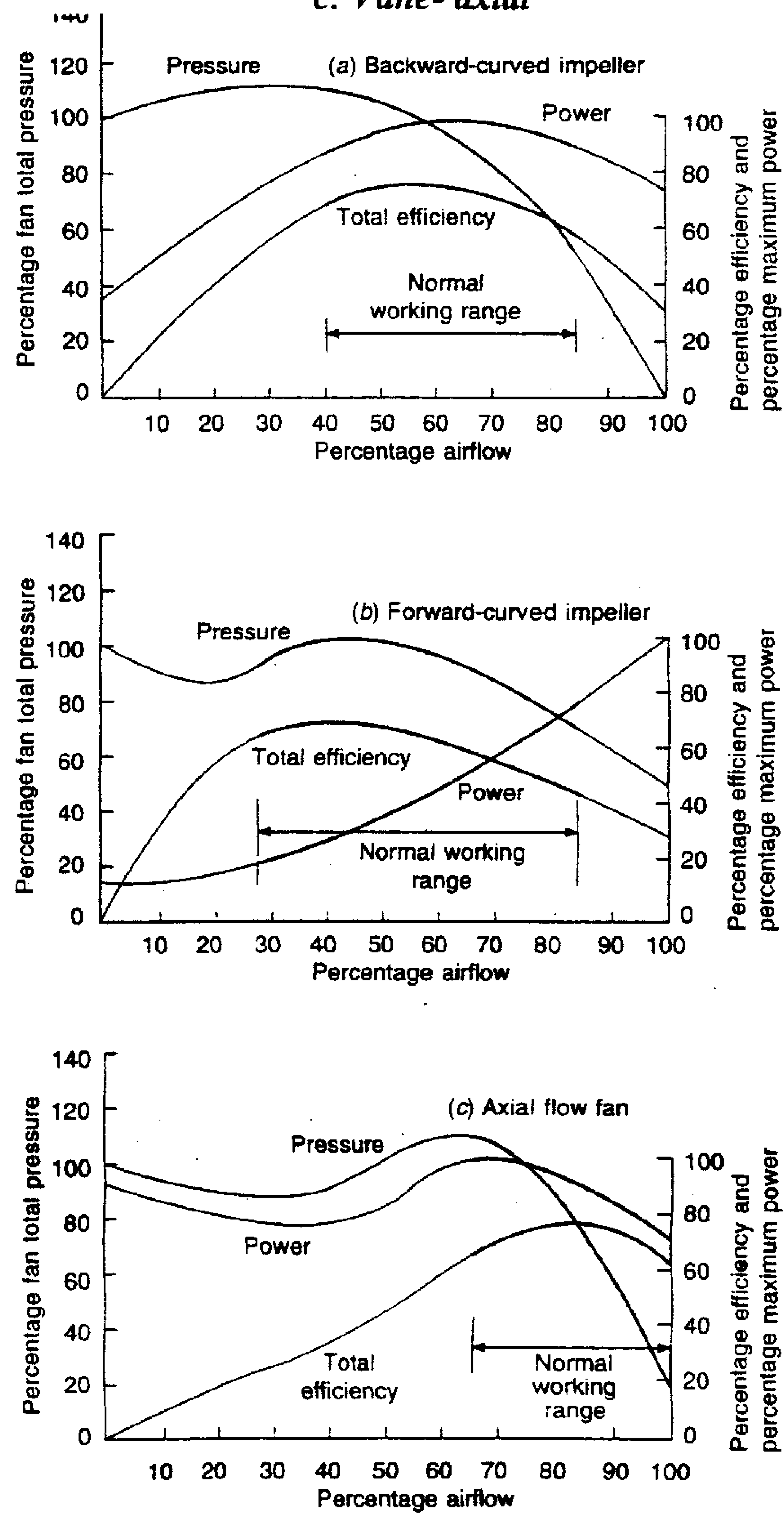


Figure 9.4 The characteristics performance of various types of fan.

أولاً : بدارسة خصائص مراوح الطرد المركزى (b) ، (a) نجد أن: عند منتصف مقدار الفتح (50%) يتبين أن :

- الضغط المتولد من كلا من المراوح Backward ، Forward يصل تقريبا إلى أقصى قيمة له عند نسبة تدفق 50% يبدأ بعدها فى الانخفاض حتى يصل إلى أدناه عند 100% من الفتح أو التدفق .
- قدرة المروحة ذات الريش الأمامية Forward تزداد فجائيا عند المنتصف اما المروحة ذات الريش الخلفية فتزداد بالتدريج.
- معامل الأداء لكل النوعين يصل إلى أقصى قيمة له عند مقدار تصرف (50%) ويبدأ بعدة فى الانخفاض وإن كان معامل الأداء للمراوح ذات الريش المنحنية للخلف أكبر من المراوح ذات الريش المنحنية للأمام مما يجعل تكاليف تشغيلها أقل وأفضل فى الاستخدام.

ثانيا : بالنسبة للمراوح المحورية (c) نجد أن :

- الضغط ينخفض باستمرار مع زيادة التدفق ولذلك فهى غير مناسبة عند استعمالها عند أحمال كبيرة وللتغلب على ذلك يجب زيادة السرعة وهذا يجعل منها مصدرا مهما للإزعاج.
- قدرة المروحة المحورية فى أنبوبة Tube- axial fan تنخفض باستمرار مع زيادة معدل التدفق حتى منتصف معدل التصرف (50%) ثم تبدأ بعدها فى الازدياد حتى 70% ثم تبدأ بعدها فى الأنخفاض.
- كفاءة المروحة فى أنبوبة تبلغ أقصى قيمة لها (حوالى 80%) عند (70%) من التدفق يبدأ بعدها فى الانخفاض ومع ذلك فهى أفضل وأقل تكلفة للتشغيل من كل المراوح المحورية.

9.3 قوانين المراوح — 9.4 Fan Laws

خصائص المراوح عادة تعطى فى الظروف القياسية الآتية :

$t_S = 20C°$ & $\rho = 1.2\ kg/m^3$ & $P= 98919.\ P_a$

وقـد يلجـأ بعض صناع المراوح إلى وضع خصائص هذه المراوح تأسيسا إلى ظروف قد تختلف عـن الظروف القياسية المشار إليها عاليا. هذا يدفع المهندسين إلى إعادة تقدير هذه الخصائص من خـلال علاقـات ترابطـية تبين أثر تغيير بعض هذه الخصائص مثل التدفق ($Q, m^3/s$) ــ سرعة دوران المـروحة (ω , r/s) وكـثافة الهواء ($\rho, kg/m^3$) ، الضغط (P, Pa) (القدرة N, W) على بقية العوامل . هذه العلاقات تسمى بقوانين المروحة . وهى :

القانون الأول Law 1

مدخلات القانون : ω= varia & ρ = const

مخرجات القانون :

بالنسـبة لمعدل السريان $Q_1 / Q_2 = \omega_1 / \omega_2$

بالنسبة للضغط (الكلى أو الاستاتيكى) $P_1 / P_2 = (\omega_1 / \omega_2)^2$

بالنسـبة للقدرة $N_1 / N_2 = (\omega_1 / \omega_2)^3$

القانون الثانى Law 2

معطيات القانون : ρ = varia & Q = const

مخرجات القانون :

$P_1 / P_2 = \rho_1 / \rho_2$

$N_1 / N_2 = \rho_1 / \rho_2$

القانون الثالث Low 3

مدخلات القانون : ρ = Varia & P= const

مخرجات القانون

$Q_1 / Q_2 = (\rho_2 / \rho_1)^{0.5}$

$\omega_1 / \omega_2 = (\rho_2 / \rho_1)^{0.5}$

$N_1 / N_2 = (\rho_2 / \rho_1)^{0.5}$

Example 9.1

A centrifugal fan creates pressure of 375, Pa at rotative velocity of 900 rpm and Q of 2.4 ,m^3/s. Estimate the capacity, total pressure, and power requirement when the speed is increased to 1050, rpm. The initial power is 1.5,kW.

باستخدام القانون الأول للمراوح

$$Q_1 / Q_2 = \omega_1 / \omega_2$$

$$Q_2 = Q_1 \times \omega_2 / \omega_1$$

$$= 2.4 \times 1050 / 900 = 2.8 \text{ , } m^3/s$$

$$P_1 / P_2 = (\omega_1 / \omega_2)^2$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 = 375 \times (1050/900)^2 = 515, P_a$$

$$N_1 / N_2 = (\omega_1 / \omega_2)^3$$

$$N_2 = N_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^3 = 1.5 \times (1050/900)^3 = 2.4, kW$$

9.4 اتزان خصائص نظام المسالك والمروحة

9.4, Balance of Fan - Duct System

إذا تـم تمثـيل خاصـية نظام المسالك فى شكل [$P_{sys} = f(Q)$] وخاصية المروحة [$P_f = f(Q)$] كمـا هـو مبيـن فى Fig 9.5. فإن نقطة التقاطع تعطى ظروف عمل منظومة المسلك والمروحة معا.

إن فـائدة تحديـد نقطـة العمل Operating point ليس فقط من أجل تحليل خصائص منحنيات المروحة والنظام بل لها أيضا فوائد عديدة منها :

1- اختبار نقطة العمل Operating paint .

2- تحليل التغيرات التى تحدث للنظام والصعوبات الناتجة وقد نلاحظ أن المقاومة الفعلية للنظام تختلف عما هو مصمم من أجله وقد يكون لذلك عدة اسباب منها.

- خطاء فى حساب فقد الضغط .
- الاخذ فى الاعتبار مقاومة إضافية كبيرة كعامل أمان .
- أن يكون تنفيذ نظام المسالك مغاير لما هو مخطط له.
- احتواء الفلاتر على غبار وجسيمات أكبر مما هو مسموح لها .
- أن يقوم أحد شاغلى المكان بإعادة ضبط خوانق الهواء دون دراية.

حدوث أحد أو مجموعة من الأسباب السابقة يؤدى إلى انحراف النظام عما هو مخطط له .

Example 9.2

The total pressure drop in the system for a flow of 3 m^3/s is 522 Pa. It is required to plot the pressure volume characteristics of the system. If the fan used has a pressure volume characteristics given by the following information obtained from test, when running at 19,1 rpm as :

Q (m^3/s)	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5
P (Pa)	542	520	488	443	338

Determine the quantity of air handled.

باستخدام القانون الأول

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2$$

$$\therefore P_2 = 552\left(\frac{Q_2}{3}\right)^2$$

بأعطاء قيم مختلفة لـ Q_2 نحصل على قيم الضغط المناظرة لـ P_2 كما يلى:

Q_2 (m^3/s)	0.5	1	1.5	2	3	3.25
P_2 (P_a)	15.3	61.3	138	245	553	647

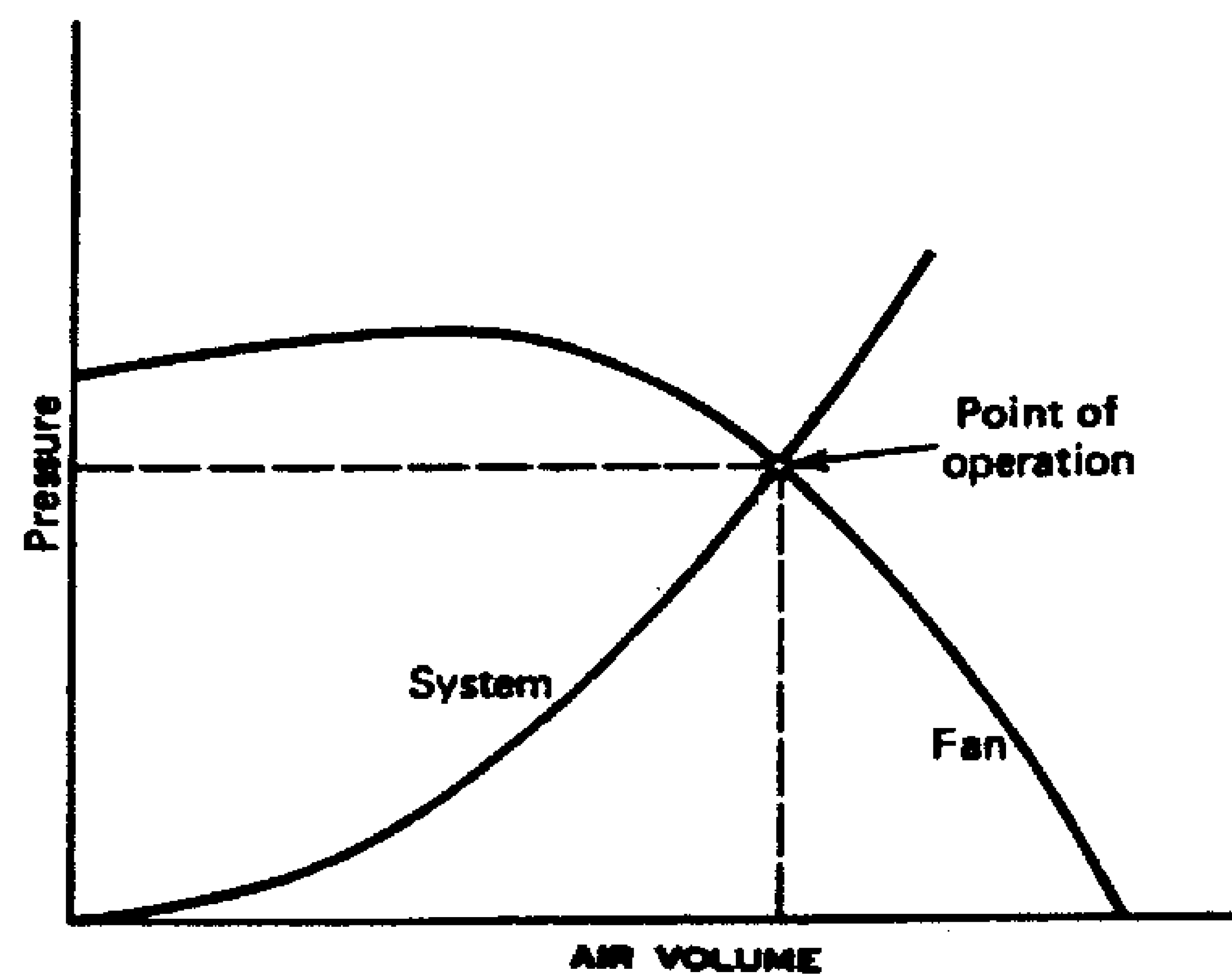


Figure 9.5 Fan and system curves plotted together. Intersection is operating point.

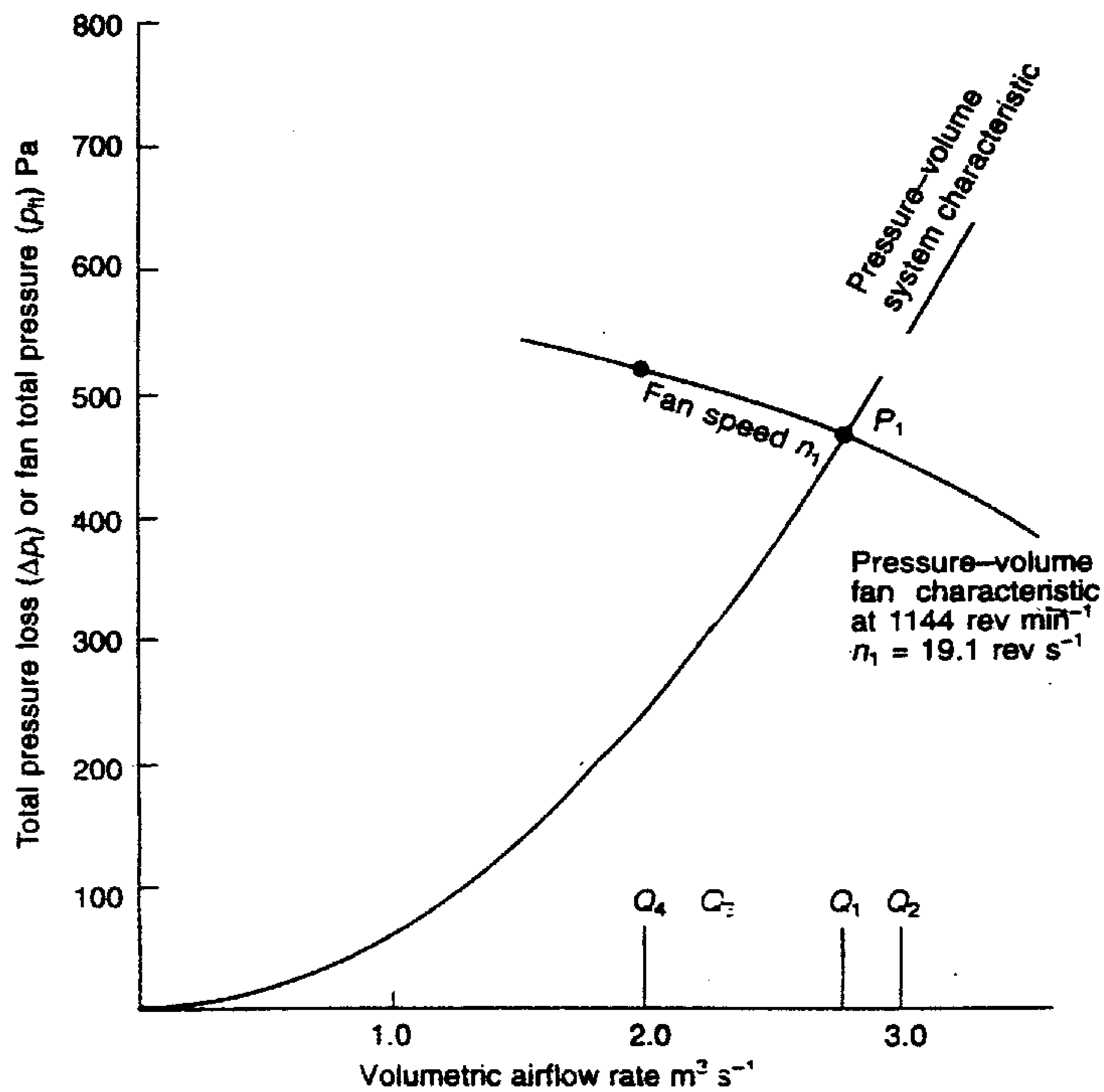


Figure 9.6 Fan – system characteristics of example 9.2

يـــتم تمثـــيل هذه العلاقة فى Fig 9.6 وهى تمثل خواص النظام. يتم إيضا تمثيل خواص المروحة المعطاة فى المثال نقطة التقاطع تعطى :

$Q = 2.74\ m^3/s$ معدل تدفق & $P = 466\ Pa$ ضغط

9.5 System Effect and Installation تأثير النظام والتركيب 9.5

ان المـــروحة الـــتى يتم اختيارها يجب أن تدفع كمية الهواء اللازمة للنظام وبضغط يساوى ضغط الـــنظام. صانعو المراوح يعطون أداء المراوح فى شكل جداول ومنحنيات مبينة على أساس اختبار هـــذه المـــراوح فى المعامل. عند توصيل المراوح بالنظام فإن هناك فقدا للضغط عند مدخل Inlet وخـــرج Discharge المـــروحة. هـــذا الفقد يعتمد على شكل وحجم المروحة واتجاه التركيب. هذه العوامل تسمى تأثير النظام .System effect وهو ما يجب تخفيضه إلى أقل حد ممكن .

صـــانعو الوحـــدات المجمعـــة Packaged unit يـــأخذون فـــى الاعتبار مقدار فقد الضغط نتيجة توصـــيل المراوح فى هذه الوحدات. بالنسبة لمحطات التكييف المركزى فإن Fig 9.7 يعطى بعض نماذج توصيل مسلكى الدخول والخروج لمروحة ومنه يتضح أن :

1- يفضـــــل عـــدم استخدام كوع بمدخل حاد ويفضل استخدام كوع بمدخل دائـــرى ذو موجهـــات (Vanes) وللحصـــول علـــى نتائج أفضل يسمح باستخدام مسلك مستقيم قبل الدخول للمروحة.سواء فـــى حالـــتى الســـحب أو الطرد. هذا الطول يسمى طول المسلك الفعال Effective duct length وفيه تكون السرعة تقريبا ثابتة فى حالة الطرد. طول المسلك الفعال يقاس بقطر المسلك كما يلى:

Duct velocity, m/s	12.5	15	20	25	30	35	10
Effective length / duct diameter	2.5	3	4	5	6	7	8

ويفضـــل أن يكـــون قطـــر المسلك مساويا لقطر. خرج المروحة وبنسبة لا تزيد عن 10% ± وفى حالة استخدام قطر أقل أو أكبر فإن ميل الوصلة لا يزيد عن 15°.

عند مدخل المروحة يستخدم كوع بمسلك مستقيم أيضا لتقليل فقد الضغط عند الدخول .

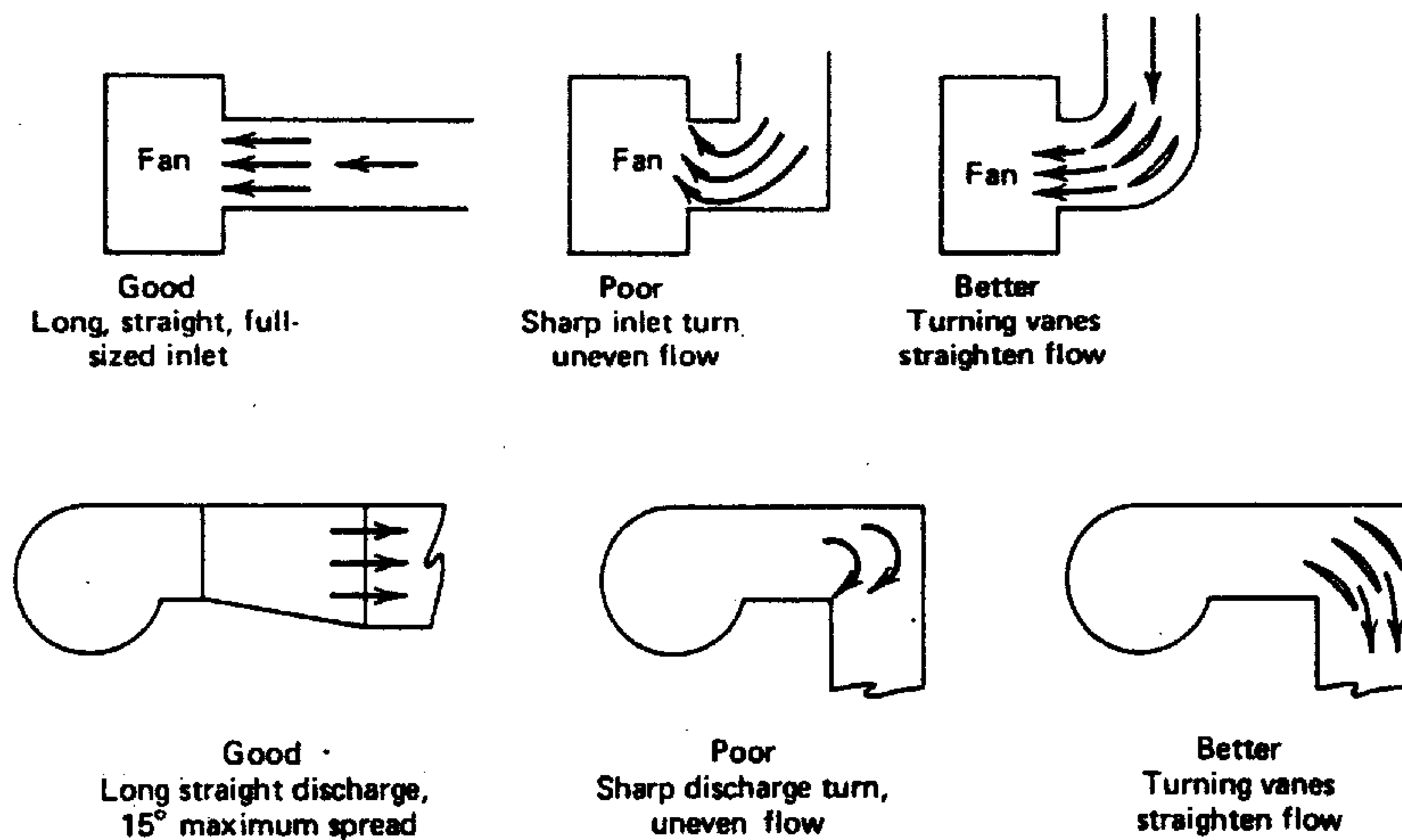


Figure 9.7 Examples of inlet and discharge to fan connections

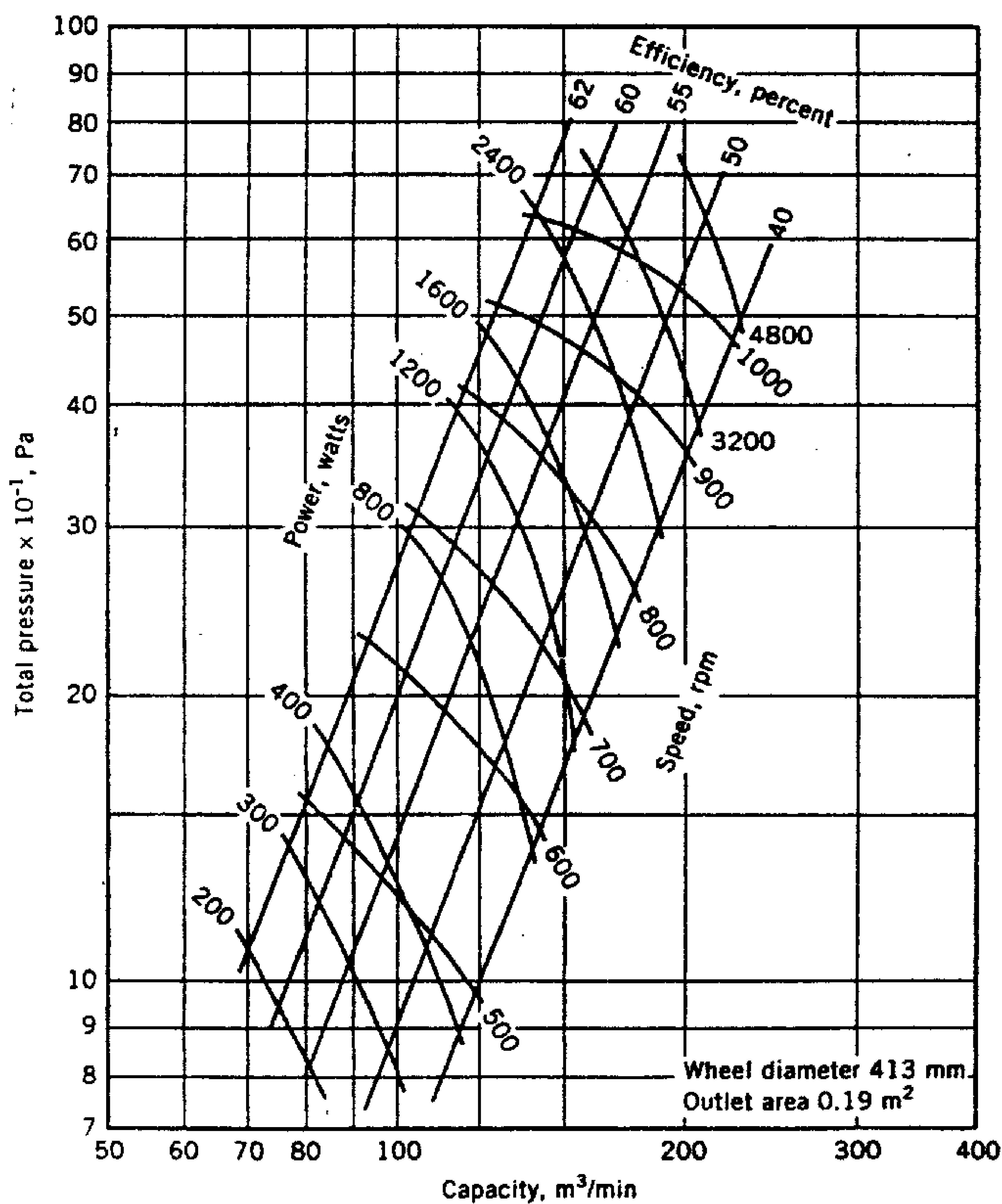


Figure 9.8 An example of performance data for forward – curved blade fan.

9.6. مراوح على التوالي والتوازى

9.6 Fans in Series and Parallel

- إذا ركبـــت مروحـــتان متماثلتان على التوالى فإنها يعطيان نفس التصرف ولكن بتوليد ضغط مضاعف .
- إذا ركبت نفس المروحتان على التوازى فإنهما يعطيان تصرف مضاعفا وبنفس الضغط.

9.7 Fan Installation Procedure — 9.7 منوال تركيب المراوح

بالإضافة إلى ما سبق بيانه يجب اتباع الاتى :

1- التوصـــيلات لمدخـــل ومخـــرج المـــروحة يجـــب أن تصنع بحيث تسمح بتدفق التصرف المطلوب بأقل قدر من فقد الضغط .

2- وصـــلات المســـلك بمدخل ومخرج المروحة يجب أن يكونا مصنعان من قماش القنب وذلك لتخفـــيض الاهـــتزاز. كمـــا يجـــب أن توضـــع المـــروحة أو تعلـــق على مخفضات الاهتزاز Vibration isolator ويمكـــن اســـتخدام لذلـــك سوســـت أو ياى أو طبقة من الكاتشوك لهذا الغرض. وفى كل الأحوال يجب استشارة الصانع (راجع باب الضوضاء).

3- يجب الأخذ فى الاعتبار وجود فتحة خاصة إن لزم الأمر للتفتيش والإصلاح.

4- يجب ن يزود اطار التركيب بفتحة تبين حالة وصلة السير بدون الفتح

9.8 Fan Selection — 9.8 اختيار المراوح

اختـــيار انســـب نـــوع من المراوح يعتمد بالدرجة الأولى على الاستخدام المطلوب وكذلك على أداء وخواص المروحة .

- المـــراوح المحوريـــة الرفاصة لا تستطيع أن تولد ضغطا عاليا ولذلك فهى تستخدم حيث يتطلب ضـــغط مـــنخفض أو فى عدم وجود مسلك. هذه المراوح منخفضة الثمن والاستخدام الأمثل لها هـــى كأنظمـــة طرد تركب على شباك أو حائط . وتستخدم أيضا لتبريد المكثفات وأبراج التبريد

ودفــع الهــواء خــلال المبخرات الهوائية. ويستخدم بدلا منها مراوح الطرد المركزى لمسالك انظمة تكييف الهواء.

- المــراوح ذات الــريش المنحنــية للأمــام Forward curved عــادة منخفضة الثمن مقارنة بالمنحنــية للخلــف Backward عــند نفس الأداء ولكن تكاليف تشغيلها أكبر وذلك لإنخفاض معــامل الأداء لهــا. ونظــرا لزيادة القدرة اللازمة للإدارة قد تتسبب فى زيادة تحميل الموتور Overloading خاصــة إذا عملت لضخ كمية هواء أكبر من المحدد لها. هذه المراوح تستخدم اساسا فى وحدات التكييف المجمعة Packaged units لرخص ثمنها .
- مــراوح الطــرد المركزى ذات الريش المنحنية للخلف Backward هى فى الغالب غالية الثمن ولكــن تكالــيف تشغيلها أقل من مراوح الطرد المركزى ذات الريش المنحنية للأمام Forward وذلــك لأدائهــا العــالى. هــنا نجد أن القدرة المحددة تقلل احتمال حدوث زيادة تحميل الموتور Motor overloading وذلك فى حالة دفع كمية هواء أكبر من المحدد لها.
- مــراوح الطــرد المركــزى ذات الريش الإيروفولية Airofoil fan تمتاز بأنها صاحبة أعلى معدل أداء وهى أغلى المراوح على الإطلاق.
- المــراوح المحوريــة فــى أنبوب Tube-axial أو محورية ذات ريش توجيه Vane- axial يمكــن اســتخدامها مع أنظمة المسالك. ففى حالة الأولى Tube- Axial فإن توزيع الهواء غير منــتظم فــيجعلها غــير مرغوبة. اما الثانية Vane-axial فتوزيع الهواء لها منتظم ولكنها تولد ضوضــاء عالــية يتطلــب معهــا اتخــاذ أجراءات لتخفيض هذه الضوضاء وهى تستخدم فى المنشأت الصناعية حيث الضوضاء لا تشكل عاملا مهما.

بعــد اتخــاذ القــرار باختيار نوع المروحة كما سبق بيانه. الخطوة التالية هى تحديد حجم المروحة ولذلك يلزم الآتى :

1- تحديد مقدار التصرف الذى تدفعه المروحة اعتمادا على حساب الحمل الحرارى للمكان.

2- حســاب فقــد الضــغط خــلال انظمة المسالك وكذلك عناصر وحدة مناولة الهواء ومدخل ومخرج المروحة.

3- تختار المروحة من خصائص المروحة وذلك عند منتصف معدل التدفق Q(40:80%) لمراوح الطرد المركزى ومن Q (65:95%) للمراوح المحورية والتى تتناسب مع أعلى معدل أداء كما هو مبين فى Fig 9.4 وذلك عند الظروف القياسية وهى

$t = 20C^{\circ}$ & $\rho = 1.2 kg/m^3$ & $P = 98919\ P_a$

وفى حالة اختلاف الخواص فى الكتالوجات عن هذه الظروف تستخدم قوانين المراوح للتوفيق. بعض أشكال الكتالوجات لخواص المراوح مبينة فى Fig9.8 ومن المعتاد أن تعطى هذه الخواص معدل التدفق $Q,\ m^3/s$ والضغط P, Pa ، والسرعة ω , rpm ، ولهذا السبب يستخدم الجدول أكثر من المحنيات ولكن لا يظهر فيها قيم لمعامل الأداء فى Table 9.1 , Table 9.2 تظهر نماذج خصائص المراوح لشركات Hitachi , Carrier. تجمع الخصائص السابق ذكرها.

يلاحظ أن اختيار المراوح لأنظمة السرعات المنخفضة Low velocity system فإن استخدام الضغط الكلى أفضل من الضغط الاستاتيكى وفى أنظمة السرعات العالية High velocity system يستخدم الضغط الكلى حيث يعطى دقة أكبر. الضغط الاستاتيكى فى الغالب يسمى الضغط الاستاتيكى الخارجي ويرمز له بالرمز SP or ESP وسنبين كيف يمكن استخدام المنحنيات والجداول.

Example 9.3

What static pressure will the fan whose performance curve are shown in Fig 9.8 develop at delivery of 100 m^3/min to 500 rpm? What will be the power required and mechanical efficiency at this conditions ?

باستخدام Fig 9.8 عند تقاطع $Q = 100 m^3/min$ مع $\omega = 500$ rpm

نجد ان $\eta \approx 53\%$ & $N = 400$ W

والاتجاه افقيا نجد أن $P = 130$ Pa.

Example 9.4

Select a centrifugal fan to supply 5 m^3/s at 375 Pa

Table .9.1 **FAN PERFORMANCE DATA — 0-300 Pa ESP — SI**

UNIT	AIRFLOW (L/s)	EXTERNAL STATIC PRESSURE (Pa) 0		50		100		150		200		250		300
		r/s	kW	r/s	kW	r/s	kW	r/s	kW	r/s	kW	r/s	kW	r/s
40RM 007	850	5.34	0.17	7.38	0.25	8.91	0.32	10.20	0.39	11.30	0.46	12.30	0.53	13.30
	1000	6.28	0.24	8.10	0.32	9.53	0.40	10.80	0.48	11 80	0.55	12.80	0.63	13.70
	1150	7.22	0.33	8.86	0.41	10.20	0.50	11 40	0.58	12.40	0.66	13.40	0.73	14.20
	1300	8.17	0.43	9.64	0.52	10.90	0.61	12.00	0.69	13.00	0.77	13.90	0.85	14.80
	1450	9.11	0.55	10.50	0.64	11.60	0.73	12.70	0.82	13.60	0.91	14.50	0.99	15.40
40RM 40RMQ 40RMS 008	1000	5.63	0.22	7.61	0.30	9.11	0.38	10.40	0.45	11.50	0.53	12.50	0.61	13.40
	1200	6.76	0.32	8.49	0.41	9.88	0.50	11.10	0.57	12 10	0.66	13.10	0.74	14.00
	1400	7.89	0.46	9.42	0.55	10.70	0.64	11.80	0.72	12.80	0.81	13.80	0.89	14.60
	1600	9.01	0.62	10.40	0.71	11.60	0.80	12.60	0.89	13.60	0.98	14.60	1.07	15.30
	1800	10.10	0.80	11.40	0.90	12.50	1.00	13.50	1.09	14.40	1.18	15.20	1.27	16.00
40RMS 010	1200	6.58	0.31	8.35	0.40	9.76	0.49	11.00	0.57	12.00	0.65	13.00	0 73	13.90
	1400	7.67	0.44	9.25	0.54	10.60	0.63	11.70	0.71	12.70	0.80	13.60	0.88	14.50
	1600	8.77	0.60	10.20	0.70	11.40	0.79	12.50	0.88	13.40	0.97	14.30	1.05	15.20
	1800	9.86	0.78	11.10	0.88	12.30	0.98	13.30	1.07	14.20	1.18	15.10	1.25	15.90
	2000	11.0	0.99	12.10	1.09	13.20	1.19	14.10	1.29	15.00	3.38	15.80	1.48	16.60
40RM 40RMS 012	1450	7.58	0.46	9.18	0.56	10.50	0.65	11.60	0.73	12.70	0.82	13.60	0.90	14.50
	1670	8.73	0.63	10.20	0.73	11.40	0.83	12.50	0.92	13.40	1.01	14.30	1 10	15.20
	1900	9.93	0.84	11.20	0.95	12.30	1.05	13.30	1.14	14.30	1.24	15.10	1.33	15.90
	2120	11.10	1.08	12.20	1.18	13.30	1.29	14.20	1.39	15.10	1.48	15.90	1.58	16.70
	2350	12.30	1.36	13.30	1.17	14.30	1.57	15.20	1.68	16.00	1.78	16.80	1.88	17.60
40RMQ 012	1450	8.04	0.49	9.57	0.58	10.90	0.67	12.00	0.76	13.00	0.85	13.90	0.93	14.80
	1670	9.26	0.67	10.60	0.77	11.80	0.86	12.90	0.95	13.80	1.04	14.70	1.13	15.50
	1900	10.50	0.89	11.80	0.99	12.80	1.09	13.80	1.19	14.70	1.28	15.60	1.38	16.40
	2120	11.80	1.14	12.90	1.24	13.90	1.35	14.80	1.45	15.60	1.55	16.40	1.64	17.20
	2350	13.00	1.43	14.00	1.54	15.00	1.65	15.80	1.75	16.60	1.85	17.40	1.95	18.10
40RM 40RMS 014	1750	5.99	0.27	7.88	0.43	9.41	0.59	10.70	0.75	11.90	0.92	13.00	1.08	14.00
	2050	7.01	0.41	8.68	0.60	10.10	0.78	11.30	0.96	12.40	1.14	13.50	1.33	14.40
	2350	8.04	0.60	9.53	0.81	10.80	1.01	12.00	1.21	13.00	1.41	14.00	1.61	14.90
	2650	9.07	0.84	10.40	1.06	11.60	1.28	12.70	1.50	13.70	1.72	14.60	1.94	15.50
	2950	10.10	1.13	11.30	1.37	12.40	1.61	13.40	1.85	14.40	2.08	15.30	2.32	16.10
40RM 40RMS 016	2100	6.43	0.37	8.19	0.55	9.65	0.73	10.90	0.92	12.10	1.11	13.10	1.30	14 10
	2450	7.51	0.57	9.06	0.77	10.40	0.97	11.60	1.18	12.70	1.39	13.70	1.60	14.60
	2800	8.58	0.82	9.96	1.05	11.20	1.27	12.30	1 49	13.30	1.72	14.30	1.95	15.10
	3150	9.65	1.14	10.90	1.38	12.00	1.63	13.10	1.87	14.00	2.12	14.90	2.36	15.80
	3500	10.70	1.52	11.90	1.78	12.90	2.05	13.90	2.31	14.80	2.58	15.60	2.84	16.40
40RMQ 016	2100	6.65	0.39	8.39	0.58	9.83	0.76	11.10	0.95	12.20	1.13	13.30	1.31	14.20
	2450	7.76	0.60	9.30	0.81	10.60	1.01	11.80	1.22	12.90	1.43	13.80	1.63	14.80
	2800	8.87	0.86	10.20	1.09	11.50	1.32	12.50	1.55	13.60	1.78	14.50	2.01	15.40
	3150	9.98	1.19	11.20	1.44	12.30	1.70	13.40	1.95	14.30	2.20	15.20	2.45	16.00
	3500	11.10	1.59	12.20	1.86	13.20	2.14	14.20	2.41	15.10	2.68	15.90	2.95	16.70
40RM 40RMS 024	2900	8.58	0.86	9.96	1.09	11.20	1.32	12.30	1.55	13.30	1.78	14.20	2.01	15.10
	3350	9.91	1.28	11.10	1.53	12.20	1.79	13.20	2.04	14.20	2.30	15.10	2.55	15.90
	3800	11.30	1.81	12.30	2.09	13.30	2.37	14.30	2.64	15.10	2.93	16.00	3.21	16.80
	4250	12.60	2.46	13.60	2.76	14.50	3.07	15.30	3.37	16.10	3.67	16.90	3.98	17.70
	4700	13.90	3.24	14.80	3.57	15.60	3.90	16.40	4.22	17.20	4.55	17.90	4.88	18.60

Table 9.2

Fan Performance Table

Conversion Multiplier:1mmAq=9.81Pa

Model	Air Flow (m³/min)		External Static Pressure (mmAq) 0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
RUA-5AT3E	36.8	RPM	720	750	780	800	830	860	890	920	950	980	1000	1030	1060	1090	1110	1140
		BKW	0.05	0.08	0.10	0.13	0.16	0.18	0.21	0.24	0.26	0.29	0.32	0.34	0.37	0.39	0.42	0.45
	41.4	RPM	740	770	800	820	860	880	910	940	970	990	1020	1050	1080	1110	1130	1160
		BKW	0.07	0.10	0.13	0.16	0.19	0.22	0.25	0.27	0.30	0.33	0.36	0.39	0.42	0.45	0.47	0.50
	46	RPM	760	790	810	840	870	900	930	960	990	1020	1040	1080	1100	1130	1160	1190
		BKW	0.09	0.13	0.16	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	0.35	0.38	0.41	0.44	0.47	0.50	0.53	0.57
	50.6	RPM	780	810	840	870	890	920	950	980	1010	1040	1070	1100	1130	1150	1180	1210
		BKW	0.12	0.16	0.20	0.23	0.26	0.30	0.33	0.37	0.40	0.44	0.47	0.51	0.54	0.58	0.62	0.65
	55.2	RPM	820	840	860	890	920	950	980	1010	1040	1070	1100	1130	1160	1190	1210	1240
		BKW	0.16	0.19	0.23	0.27	0.31	0.35	0.39	0.43	0.47	0.50	0.54	0.58	0.62	0.66	0.70	0.74
RUA-8AT3E	55.2	RPM	690	720	750	780	810	840	870	890	910	930	960	980	1010	1030	1060	1090
		BKW	0.06	0.10	0.13	0.16	0.19	0.22	0.25	0.28	0.32	0.35	0.38	0.41	0.44	0.47	0.50	0.53
	62.1	RPM	720	750	780	810	840	870	890	920	940	970	990	1010	1040	1070	1090	1120
		BKW	0.09	0.13	0.17	0.20	0.24	0.28	0.31	0.35	0.39	0.42	0.46	0.50	0.53	0.57	0.61	0.64
	69	RPM	750	780	810	840	870	900	930	950	980	1000	1020	1050	1080	1100	1130	1160
		BKW	0.13	0.18	0.22	0.27	0.31	0.35	0.40	0.44	0.49	0.53	0.58	0.62	0.67	0.71	0.75	0.80
	75.9	RPM	800	830	860	890	920	940	970	990	1020	1040	1060	1090	1120	1150	1180	1200
		BKW	0.20	0.25	0.31	0.36	0.42	0.48	0.53	0.59	0.64	0.70	0.75	0.81	0.86	0.92	0.98	1.03
	82.6	RPM	860	890	920	950	980	1000	1030	1050	1080	1100	1130	1160	1190	1210	1240	1270
		BKW	0.35	0.42	0.50	0.58	0.65	0.73	0.81	0.88	0.96	1.04	1.12	1.92	1.27	1.35	1.43	1.50
RUA-10AT3	72	RPM	750	770	800	820	850	880	900	920	940	960	990	1010	1030	1060	1060	1100
		BKW	0.10	0.15	0.20	0.25	0.29	0.34	0.39	0.44	0.49	0.54	0.58	0.63	0.68	0.73	0.78	0.83
	81	RPM	780	800	820	850	880	900	920	940	960	990	1010	1040	1050	1080	1110	1130
		BKW	0.13	0.18	0.24	0.29	0.34	0.39	0.45	0.50	0.56	0.61	0.66	0.71	0.77	0.82	0.87	0.93
	90	RPM	820	840	860	890	910	930	960	980	1000	1020	1050	1080	1100	1120	1150	1180
		BKW	0.18	0.24	0.30	0.36	0.42	0.48	0.54	0.60	0.66	0.72	0.78	0.84	0.90	0.96	1.02	1.08
	99	RPM	860	890	910	930	960	980	1000	1030	1060	1080	1110	1140	1160	1190	1210	1240
		BKW	0.25	0.31	0.39	0.46	0.53	0.60	0.66	0.74	0.80	0.87	0.94	1.01	1.08	1.15	1.22	1.29
	108	RPM	920	950	980	1000	1020	1050	1080	1110	1130	1160	1190	1220	1250	1280	1310	1340
		BKW	0.38	0.46	0.54	0.63	0.71	0.79	0.88	0.98	1.04	1.13	1.21	1.29	1.38	1.46	1.54	1.63
RUA-13AT3	88	RPM	720	750	780	800	830	860	890	910	940	970	1000	1020	1050	1080	1110	1140
		BKW	0.18	0.25	0.31	0.37	0.43	0.49	0.55	0.61	0.67	0.74	0.80	0.86	0.92	0.98	1.04	1.10
	99	RPM	760	790	820	850	880	900	930	960	990	1020	1050	1070	1100	1130	1160	1190
		BKW	0.26	0.33	0.40	0.48	0.55	0.63	0.70	0.77	0.85	0.92	0.99	1.07	1.14	1.21	1.28	1.36
	110	RPM	800	830	860	890	910	930	960	990	1020	1050	1080	1110	1140	1170	1200	1230
		BKW	0.32	0.40	0.48	0.56	0.64	0.72	0.80	0.88	0.96	1.04	1.12	1.20	1.28	1.36	1.44	1.52
	121	RPM	850	880	900	930	970	1000	1020	1050	1080	1110	1140	1180	1210	1240	1270	1300
		BKW	0.45	0.54	0.63	0.72	0.81	0.90	0.99	1.08	1.17	1.26	1.35	1.44	1.53	1.62	1.71	1.80
	132	RPM	880	920	950	990	1020	1050	1070	1100	1130	1160	1200	1230	1260	1300	1330	1360
		BKW	0.55	0.65	0.75	0.85	0.95	1.05	1.15	1.25	1.35	1.45	1.55	1.65	1.75	1.85	1.95	2.05
RUA-15AT3	104	RPM	740	770	790	820	860	890	920	940	970	995	1020	1050	1070	1100	1120	1150
		BKW	0.23	0.30	0.38	0.46	0.53	0.61	0.69	0.76	0.84	0.91	0.99	1.06	1.14	1.22	1.29	1.37
	117	RPM	780	810	850	880	905	930	960	990	1010	1040	1070	1090	1120	1140	1170	1190
		BKW	0.30	0.39	0.48	0.56	0.65	0.74	0.82	0.91	0.99	1.08	1.17	1.25	1.34	1.43	1.51	1.60
	130	RPM	860	890	920	940	970	995	1020	1040	1070	1090	1120	1140	1170	1190	1220	1260
		BKW	0.39	0.49	0.59	0.69	0.78	0.88	0.98	1.08	1.17	1.27	1.37	1.47	1.57	1.66	1.76	1.86
	143	RPM	940	970	990	1020	1040	1070	1090	1120	1140	1170	1190	1220	1250	1280	1330	-
		BKW	0.52	0.64	0.75	0.87	0.99	1.10	1.22	1.33	1.45	1.56	1.68	1.79	1.91	2.03	2.14	-
	156	RPM	1020	1050	1080	1100	1130	1150	1180	1210	1230	1250	1280	-	-	-	-	-
		BKW	0.77	0.91	1.05	1.19	1.33	1.47	1.61	1.75	1.89	2.03	2.17	-	-	-	-	-

RPM: Fan Speed(rpm)
BKW: Brake Power(kW)

NOTE:
When the external static pressure exceeds the shaded area, oversized fan motor and or a fan pulley are rquired.

نحاول اختيار مروحة من انتاج Hitachi

الضغط الاستاتيكى الخارجى معطى فى Pa نحوله إلى مليمترات زئبق

ESP = 375 ÷ 9.51 = 38.22 mm Ag

نختار الضغط الأكبر الأقرب وهو .40mm Ag

وحيث معدل التدفق معطى فى m^3/s نحوله m^3/min كما فى Table 9.2 فيكون

$Q = 5m/s \times 60 = 300\ m^3/min$

ومن الجدول نختار معدل التدفق $Q = 312\ m^3/s$

ومنه نختار المروحةAT35 30 - RUA بالخواص التالية :

$Q = 312\ m^3/s$ at 1170 rpm

N = 6.68 kW.

Problems

9.1 Measurements made on a newly installed air- handling system were : ω= 20,r/s fan speed, 2.4m^3/s airflow rate, 3.40,Pa fan discharge pressure , and 1.8,kW supplied to the motor. These measurement were made with an air temperature of 20C°, and the system is eventually to operate with air at 40C°. If the fan speed remains at 20, r/s what will be the operating values of (a) air flow rate, (b) static pressure, (c) power.

9.2 A fan - duct system is designed so that when the air temperature is 20C°, the mass flow rate is 5.2, kg/s when the fan speed is 18, r/s and the fan motor requires 4.1,kW. A new set of requirements is imposed on the system : the operating air temperature changed to 50C°, and the fan speed is increased so that the same mass flow rate is prevails. What are the revised fan speed and power requirement.

9.3 A system of duct and plant has a total pressure loss of 600,Pa when 1300, L/S of air flows. A fan running at 11, r/s is coupled to the system and has the following characteristics :

Q: l/s	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100
P : Pa	450	457	462	465	461	445	417	376	327	226	194	100

(a) : Determine the actual duty achieved and the speed at which the fan must run to get the design duty.

(b) : If two fan of such type are connected in series what will be the duty of the system mentioned if they each run at 11,r/s.

9.4 (a) State three fan laws that describe the behavior of a fan given duct system and fixed air density

(b) A fan has pressure- volume characteristics at 10 r/s as follows :

Q ,(m^3/s)	0.0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5
P ,(Pa)	400	435	460	486	483	474	450	393.

Assuming a square law relating pressure drop and flow rate in the duct system to which the fan is coupled, determine the quantity of air handled and the fan total pressure of 580, Pa when 3m^3/s is flowing. At what speed must the fan be run to give 3m^3/s? if the fan efficiency is then 75% what will be the power absorbed ?

9.5 A duct system has been designed for 150 m^3/min at 500 Pa total pressure. Would the fan shown in Fig 9.8 be suitable for this application? Explain and estimate the total efficiency, fan speed, and shaft power.

10

منافذ توزيع الهواء في الأماكن المكيفة
SPACE AIR DISTRIBUTION OUTLETS

General مقدمــــــــة

نجاح عملية توزيع الهواء داخل الأماكن المكيفة هو المؤشر على فاعلية وجودة تصميم نظام تكييف الهواء ككل .فالهواء الذي تمت معالجته يجب توزيعه في الغرف بطريقة مناسبة من خلال مخارج توزيع الهواء Air distribution outlets وإذا لم يتم ذلك بصورة جيدة شعر شاغلو المكان بعدم الراحة .

لكي يشعر شاغلو المكان بالراحة يجب أن تحقق الظروف الآتية :

1- تباين درجة الحرارة خلال حيز الأشغال Occupancy zone يجب ألا يزيد عن درجة واحدة – حيز الأشغال هو الفراغ الذي يشغله الإنسان (أعلى من أرضية المكان بمقدار 1.8m).

2- سرعة الهواء خلال حيز الأشغال يجب أن تكون في حدود (0.125 ÷ 0.175), m/s أعلى من ذلك قد تسبب تيارات هوائية غير مرغوبة وأقل من ذلك يشعر الناس بعد الراحة .

إذا كان الناس في حالة حركة فيسمح بزيادة تلك السرعة إلى (0.25 : 0.35) m/s

سوف نتناول مبادئ توزيع الهواء من خلال مخارج توزيع الهواء Air distribution outlets وبعض أنماط وأنواع هذه المعدات .

10.1 Air Distribution Terms مصطلحات توزيع الهواء 10.1

1- حيز الأشغال Occupancy zone هو الحيز الذي يشغلة الناس وهو أعلى من أرضية المكان بـــ 1.8 m كما هو مبين فى Fig 10.1

2- السرعة المتخلفة Residual velocity هي عبارة عن سرعة الهواء في حيز الأشغال وهي كما بينا تتراوح بين (0.125 ÷ 0.175) m/s

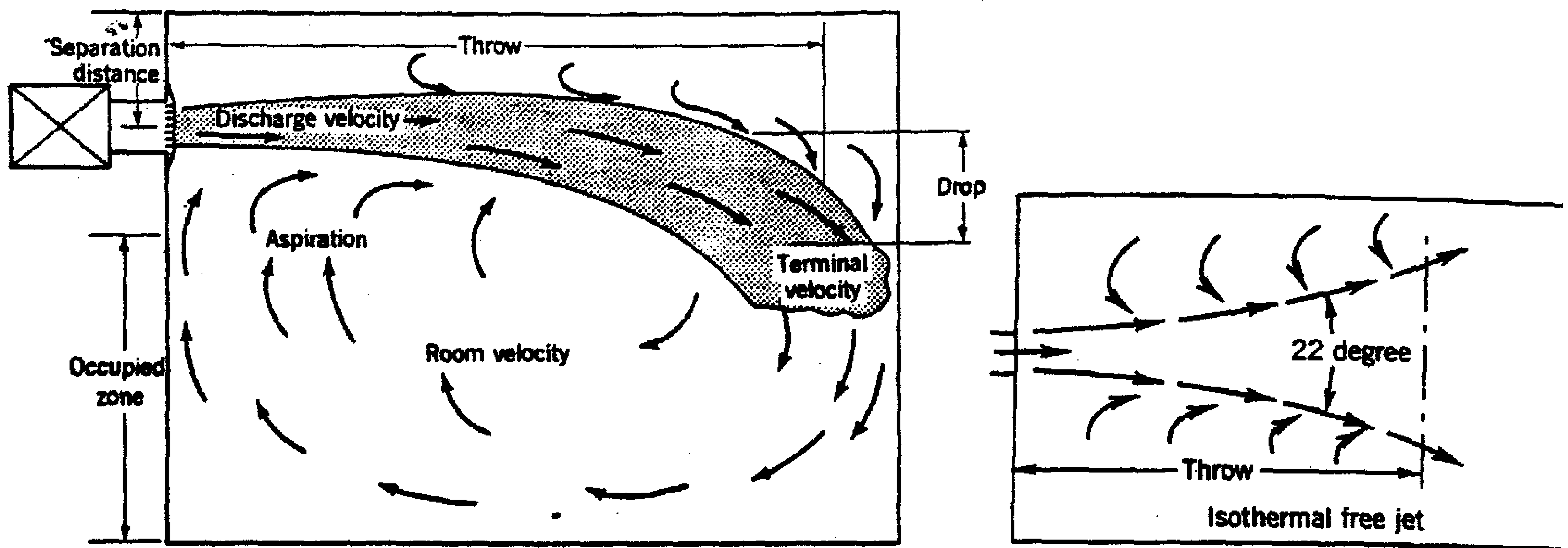


Figure 10.1 Selection terminology for air distribution in room

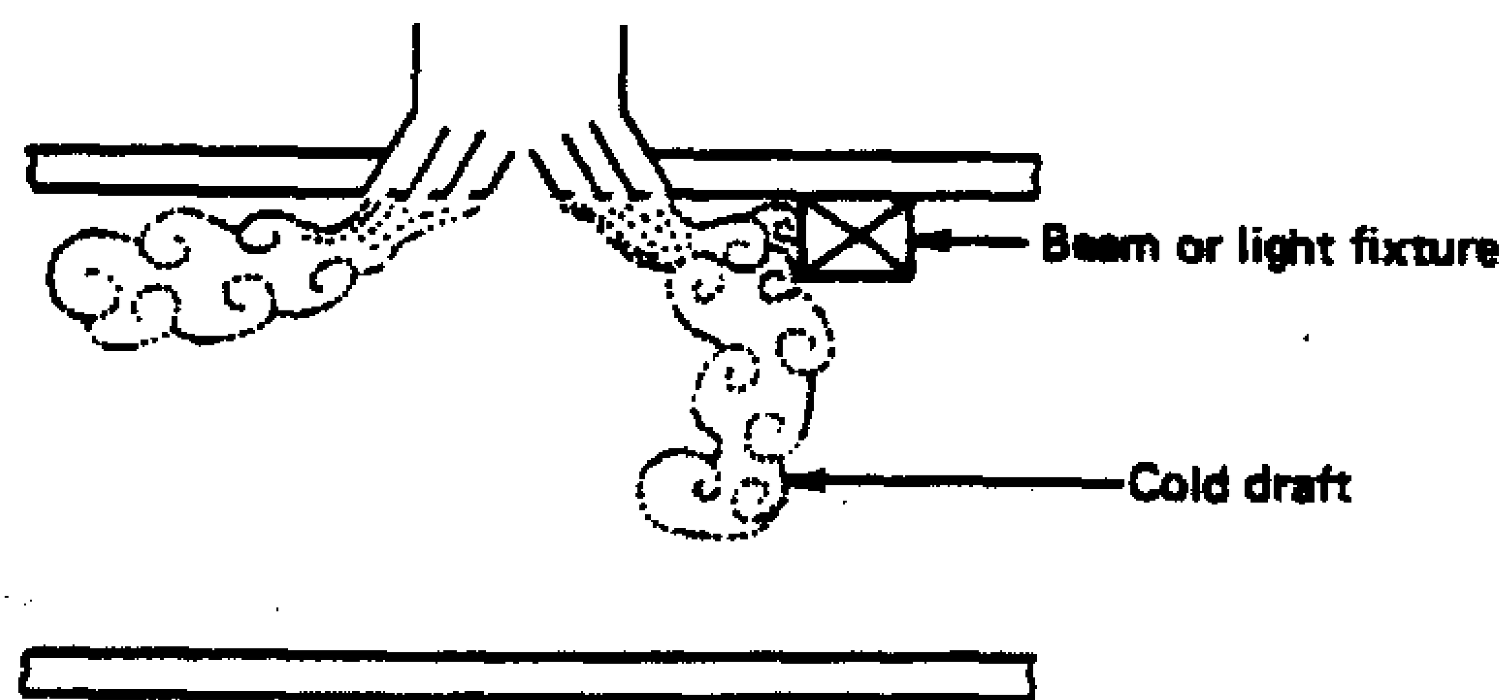


Figure10.2 Effect of obstruction at ceiling

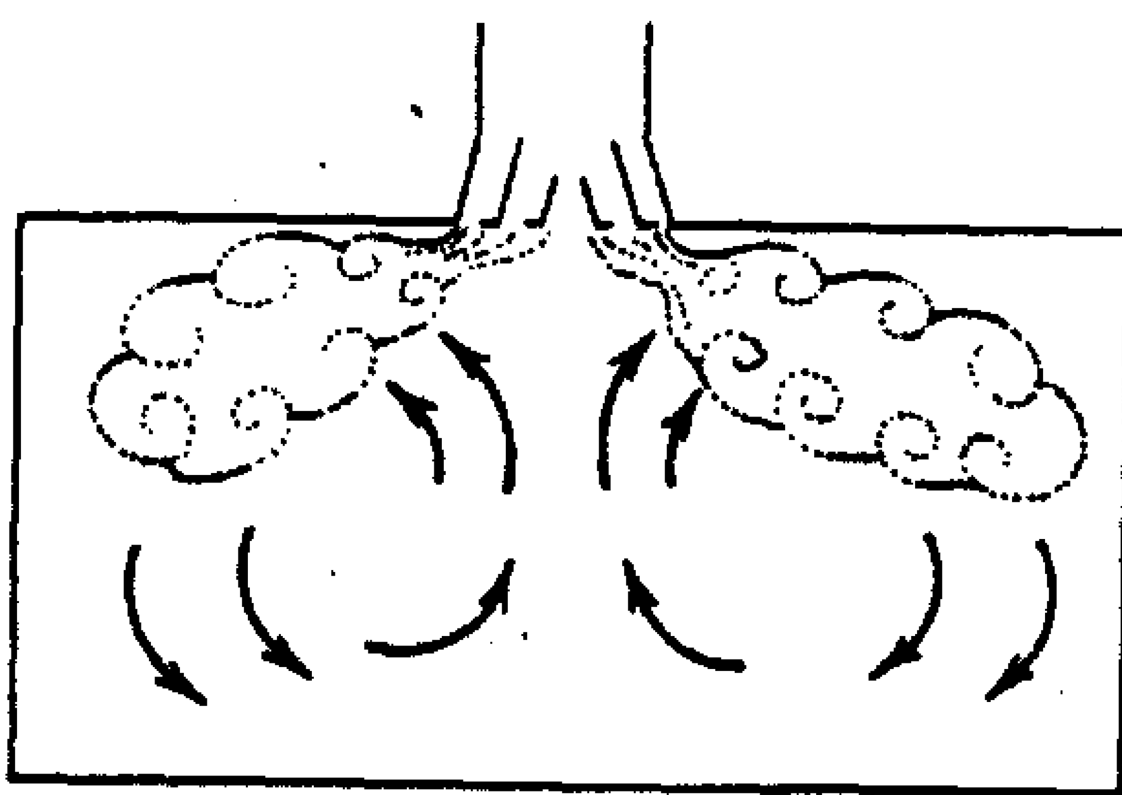


Figure 10.3 Ceiling outlet location for cooling

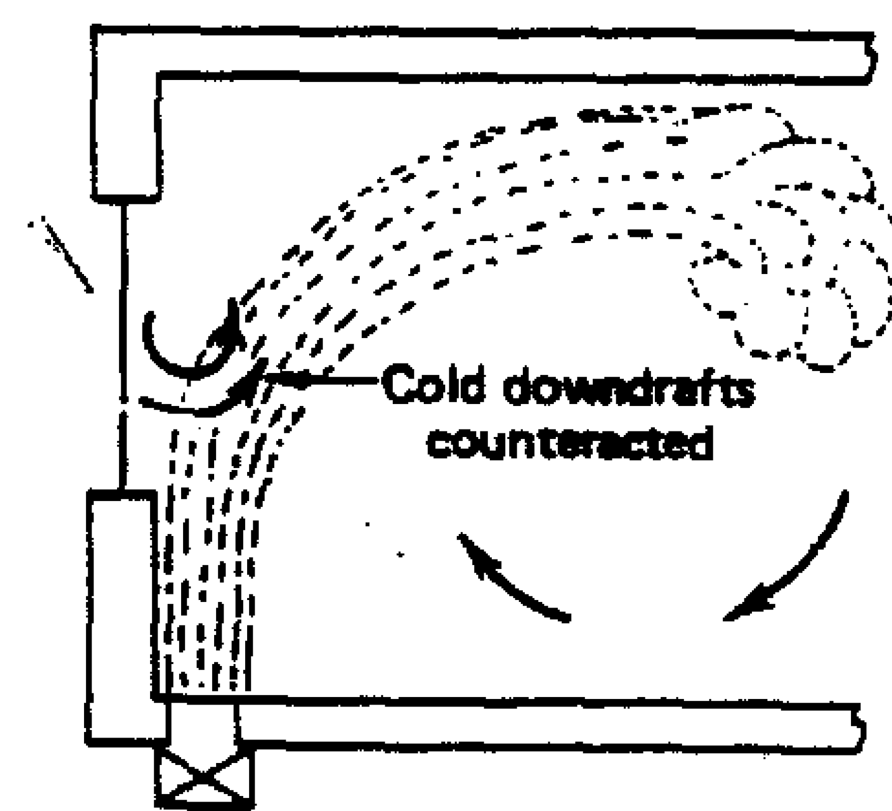


Figure 10.4 Floor outlet location for heating

3- المدى (الحدفه) Throw هي أقصى مسافة يصلها الهواء الخارج من المخرج وهي تساوي ¾ المسافة بين مكان التركيب والحائط المقابل. إذا كانت حدفه الهواء قصيرة فإنه يسقط إلى المستوى الذي يشغله الإنسان الموجود في المكان مسببا حدوث تيارات هوائية .

إذا كانت حدفه الهواء طويلة جدا فإن الهواء قد يصطدم بالحائط المقابل ويرتد مسببا حدوث تيارات هوائية ضارة .

4- السرعة الطرفيه Terminal velocity هي سرعة الهواء المضمحلة عند نهاية الحدفه .

5- السقوط Drop هي المسافة التي يسقط فيها الهواء إلى مستوى نهاية الحدفه (المسافة بين فتحة الخروج ومستوى حيز الأشغال) . لهذا يجب أن يكون ارتفاع فتحة الخروج مساوية ارتفاع حيز الأشغال بالإضافة إلى مسافة السقوط . كذلك يجب ألا تركب فتحات الخروج قريبة من سقف المكان حتى لا يتراكم الهواء والأتربة على السقف بالقرب من مكان التركيب ولهذا السبب يوصى بتركيب موزعات الهواء على بعد لا يقل عن 30 cm أسفل سقف المكان .

6- الهواء الابتدائي Primary air هو الهواء الخارج من موزعات الهواء مباشرة .

7- الهواء الثانوي Secondary air هو هواء الغرفة المدفوع للخلط مع الهواء الابتدائي .

8- الانتشار Spread هي كمية الهواء التي تتمدد رأسيا وأفقيا بعد الخروج من المنفذ .

9- زاوية الانحراف Angle of deflection هي الزاوية الجانبية التي ينتشر فيها الهواء بعد خروجه . مقدار هذا الانحراف له علاقة في تحديد مقدار الفقد في الضغط لموزعات الهواء ومقدار الحدفه . يمكن ضبط مقدار زاوية الانحراف باستخدام موزعات الهواء التي يمكنٌ ضبط اتجاه ريشه .

10- تأثير السقف Ceiling effect العوارض او معدات الإضاءة بالسقف قد يصطدم بها الهواء الابتدائي الخارج من المنفذ ويلتصق بها ثم يسقط مباشرة صانعا تيار باردا في حيز الأشغال Fig 10.2 وبالتالي سيؤدي ذلك إلى عدم تزويد مساحة أخرى بالهواء اللازم . لذلك يجب تركيب المنافذ السقفية أسفل السقف بما لا يقل عن 30cm . هذا التأثير يسمى بتأثير السقف.

هناك الكثير من أنواع المنافذ سوف نشرح بعضها لاحقا لكن كلها تم تصميمها من أجل التحكم المناسب لتوزيع الهواء أو سحب الهواء من الغرف ويمكن تحديد وظيفة المنافذ في الآتي :-

أ- إخفاء بصورة مناسبة فتحات المسالك .

2- دفع الهواء المكيف إلى مسافة لا تقل عن ¾ المسافة إلى الحائط المقابل .

3- سحب أو انتشار الهواء .

4- ضبط معدل تدفق الهواء

5- منع الغبار من النفاذ مع هواء الغرفة وتقليل الإزعاج .

10.2 أنماط حركة الهواء *10.2 Air Motion Patterns*

من المفيد التعرف على أنماط حركة الهواء بعد خروجه من منافذ التوزيع في الغرفة في حالتي التبريد والتدفئة وذلك لتسهيل أختيار نوع المنافذ واختيار أماكن تركيبها :

1- عندما تكون درجة حرارة هواء التغذية أقل من درجة حرارة الغرفة فإن كثافة هواء التغذية تكون كبيرة نسبيا مما يجعل الهواء يتجه إلى اسفل صانعا بذلك توزيعا منتظما لدرجة الحرارة فى حالة التبريد Fig 10.3 لذلك توضع المنافذ فى مكان مرتفع أو فى السقف.

2- عندما تكون درجة حرارة الهواء أعلى من درجة حرارة الغرفة فبتأثير تيارات الحمل فإنه يتجه إلى أعلى صانعا بذلك توزيعا منتظما للهواء في حالة التدفئة لذلك توضع المنافذ في مكان منخفض بقدر الإمكان Fig 10.4 .

10.3 أماكن تركيب المنافذ *10.3 Locations of Outlet*

منافذ التغذية والراجع يجب أن تركب بحيث توفر ظروف الراحة وفي Fig10.5 يبين بعض نماذج تركيب منافذ توزيع الهواء بحيث تعطى توزيعا جيدا للهواء خلال الغرفة وذلك طبقا للغرض المطلوب من نظام التكييف: تدفئة أو تبريد أو كلاهما .

إذا كان الغرض من نظام هو التدفئة والتبريد فيؤخذ في الأعتبار أكثر شهور العام حاجة للتبريد أو التدفئة . فمنطقة الشرق الأوسط مثلا تحتاج إلى تبريد اغلب شهور العام ومنطقة شمال غرب أوروبا تحتاج إلى تدفئة أغلب شهور العام وهكذا .

التدفئة Heating . من أسباب عدم الشعور بالراحة شتاءا هو تيار الهواء البارد المتسرب من النوافذ ومن أسفل الأبواب . وللتغلب على ذلك فإن نوافذ التغذية للتدفئة يفضل أن تركب تحت الشباك في الحوائط المنخفضة Low wall حيث أنها تعمل على الآتي :-

1 – يعمل تيار التغذية الدافئ كغطاء للهواء المتسرب البارد فيقلل من تأثيره Fig10.6 .

2- الهواء الدافئ كثافته أقل فيختلط مع الهواء المتسرب ويندفع إلى اعلى مقللا بذلك من تأثيره في حيز الاشغال . ويفضل في هذه الحالة أن يتم تركيب منافذ هواء الراجع تحت الشباك حيث تقوم تلك بسحب الهواء البارد المتسرب إلى محطة التدفئة وبذلك نتجنب تأثير الهواء البارد .

التبريـــــد Cooling . من أسباب عدم الشعور بالراحة صيفا هو الهواء الساخن في حيز الاشغال والناتج من مصادر الحرارة مثل الناس والاضاءة والمعدات وفي حالة التبريد فإن **الاختيارات عديدة لتركيب منافذ التغذية اهمها :**

1- الســقف Ceiling . هــو أفضــل اختيار لتركيب منافذ التغذية حيث أن الهواء البارد ذو الكــثافة الكبــيرة نســبيا ســوف يسقط حرا كاسحا بذلك الهواء الساخن في حيز الاشغال إلى منافذ الهواء الراجع . منافذ الراجع قد توضع إما في السقف أو في حائط منخفض Fig 10.7 .

2- حــائط مــرتفع High -Wall يعتــبر تركيــب منفذ التوزيع في الحائط المرتفع حلا جيدا لتوزيع الهواء البارد Fig 10.8 ويركب منافذ الهواء الراجع فى حائط منخفض .

مــنافذ الراجع Return Outlet ليست هناك قيود معينة على وضع منافذ الراجع حيث لــيس لهــا نفس التأثير مثل منافذ التوزيع . القيد الوحيد ألا يتم تركيبها مع منافذ التغذية في مكان بحيــث تصــنع مع هواء التغذية تيارات هوائية في حيز الأشغال. حيث أن منافذ التغذية تولد ضغطا **داخــل الغــرفة ومنافذ الراجع تقوم بتخفيض هذا الضغط مما قد يتسبب في حالة تقابلهما إلى حدوث تــيارات هوائية غير مرغوبة. في بعض الاحيان قد تستخدم نواشر سقفية في اغلب أجزاءها تعمل** كنوافذ تغذية وجزء منها يعمل كنوافذ للهواء الراجع وهذا ما سنبينه فيما بعد .

10.4 أنواع منافذ الهواء — 10.4 *Types of Air Outlets*

هناك أنواع واشكال مختلفة من نوافذ الهواء كما سبق وذكرنا بعضها في Fig 10.10 فإذا اخترنا الانواع المناسبة منها لكل مكان وقمنا بتركيبها بالطرق الصحيحة فإننا بذلك نضمن الحصول على عملية توزيع هواء منتظمة داخل الأماكن المكيفة . **هناك ثلاث أنواع رئيسية من منافذ الهواء هي :-**

1- موزعــات الهــواء ذات الريش : جيريل ومستقبل (Grilles and Registers) **هذا النوع** مــن المــنافذ يــتكون مــن إطار ثابت مركب عليه مجموعة من الريش **المتوازية قد** تكون افقية او

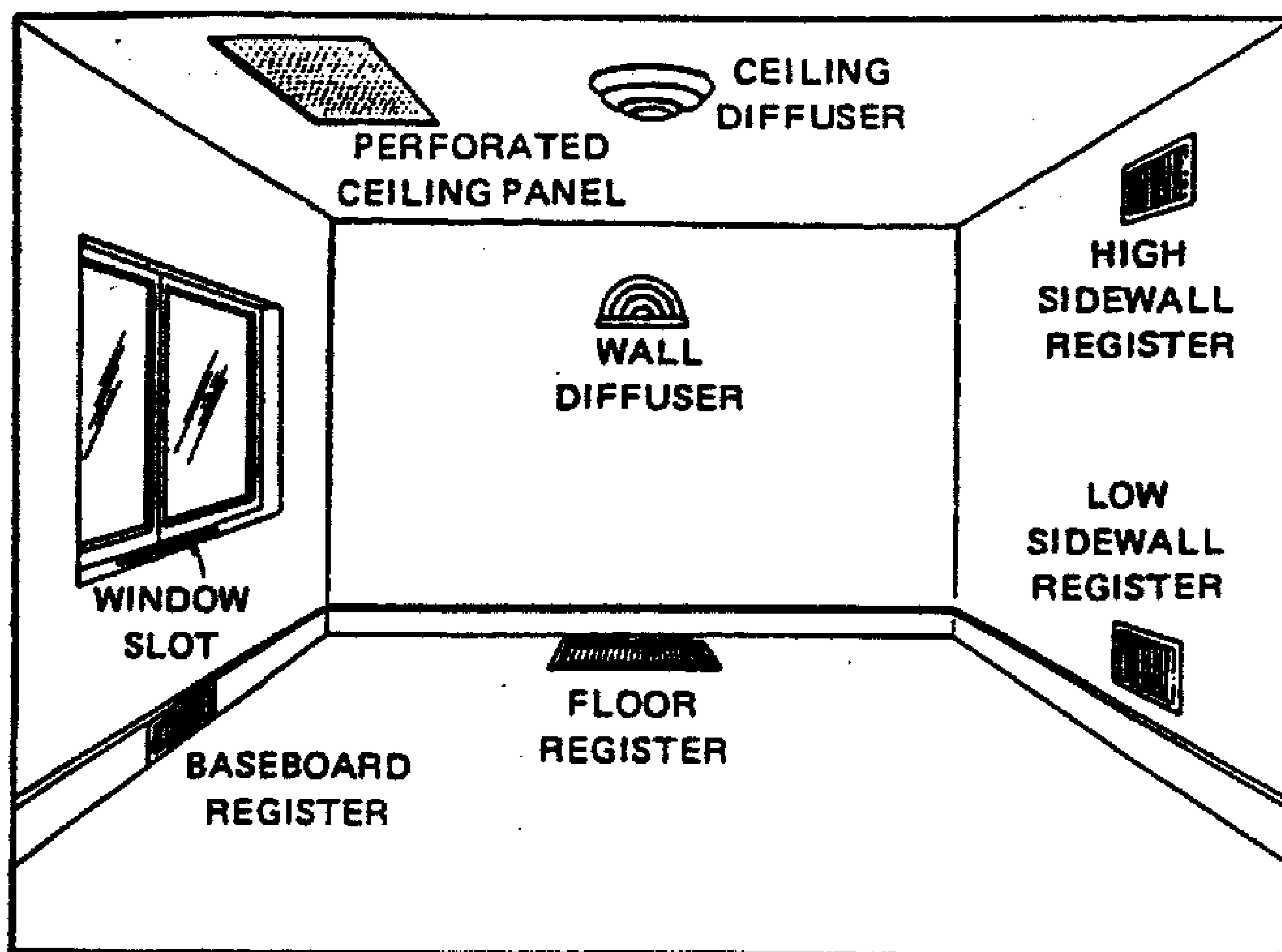


Figure 10.5 Examples of outlet possible locations

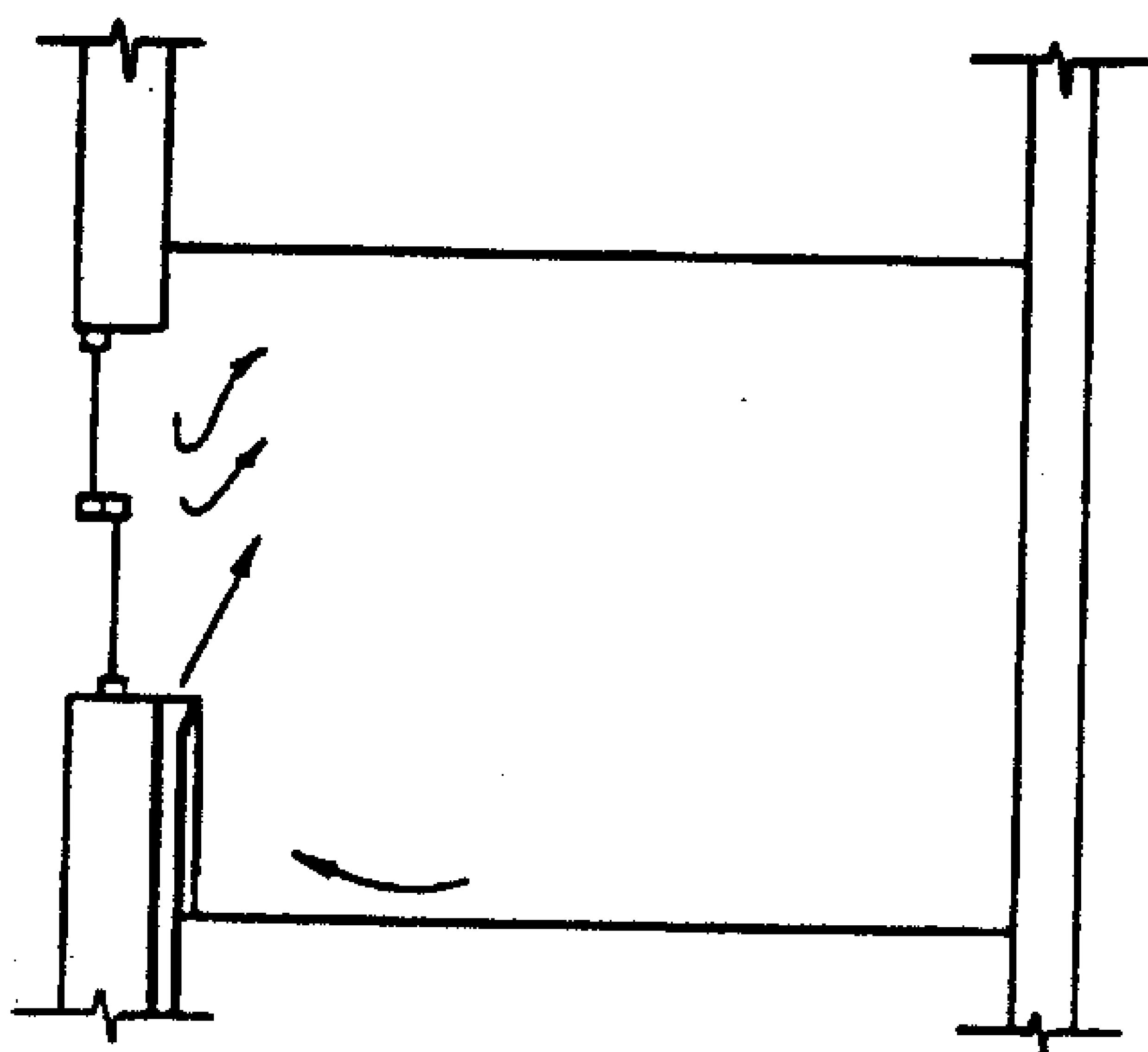


Figure 10.6 Windowsill location of outlet

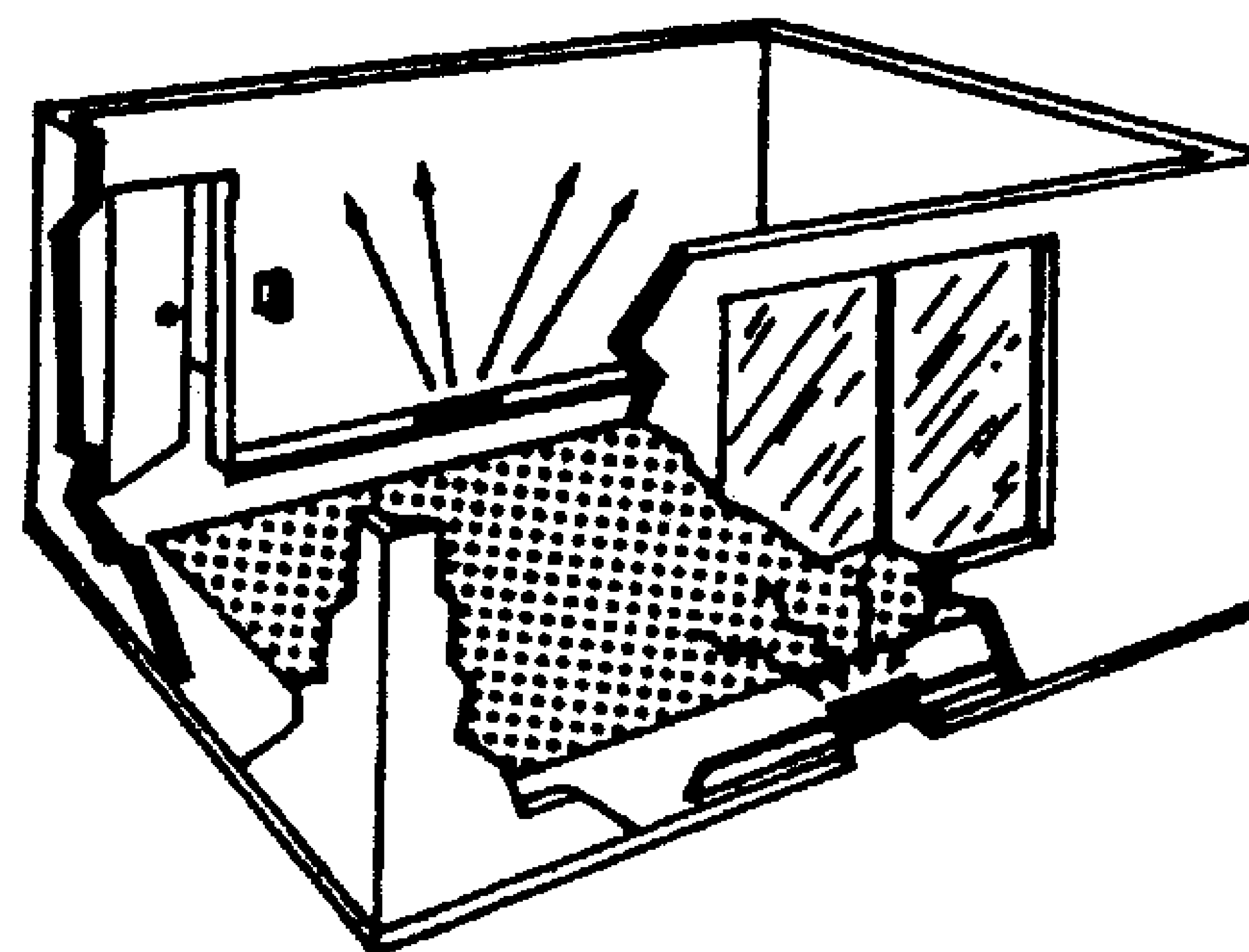


Figure 10.7 Base board supply & return

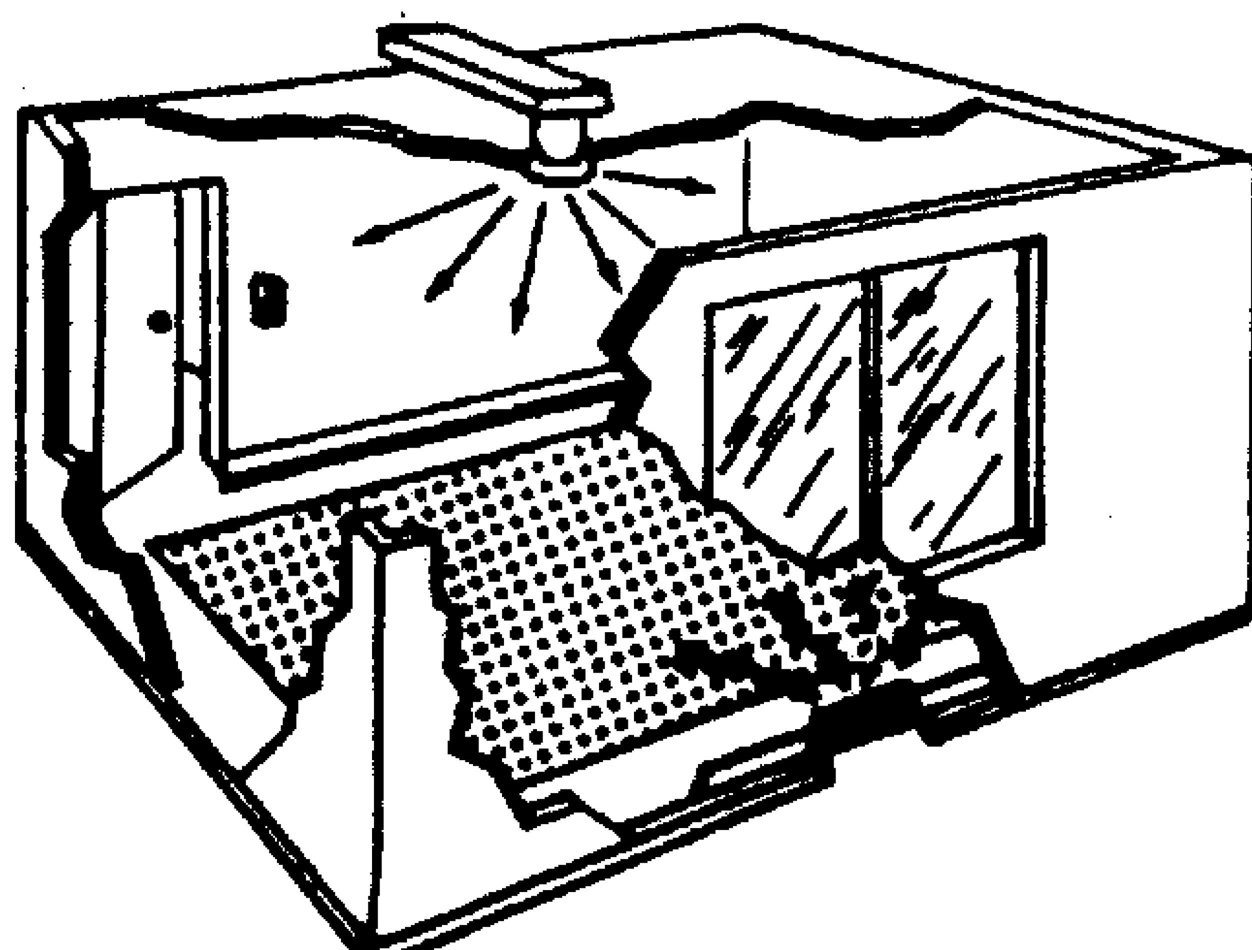


Figure 10.8 Overhead distribution

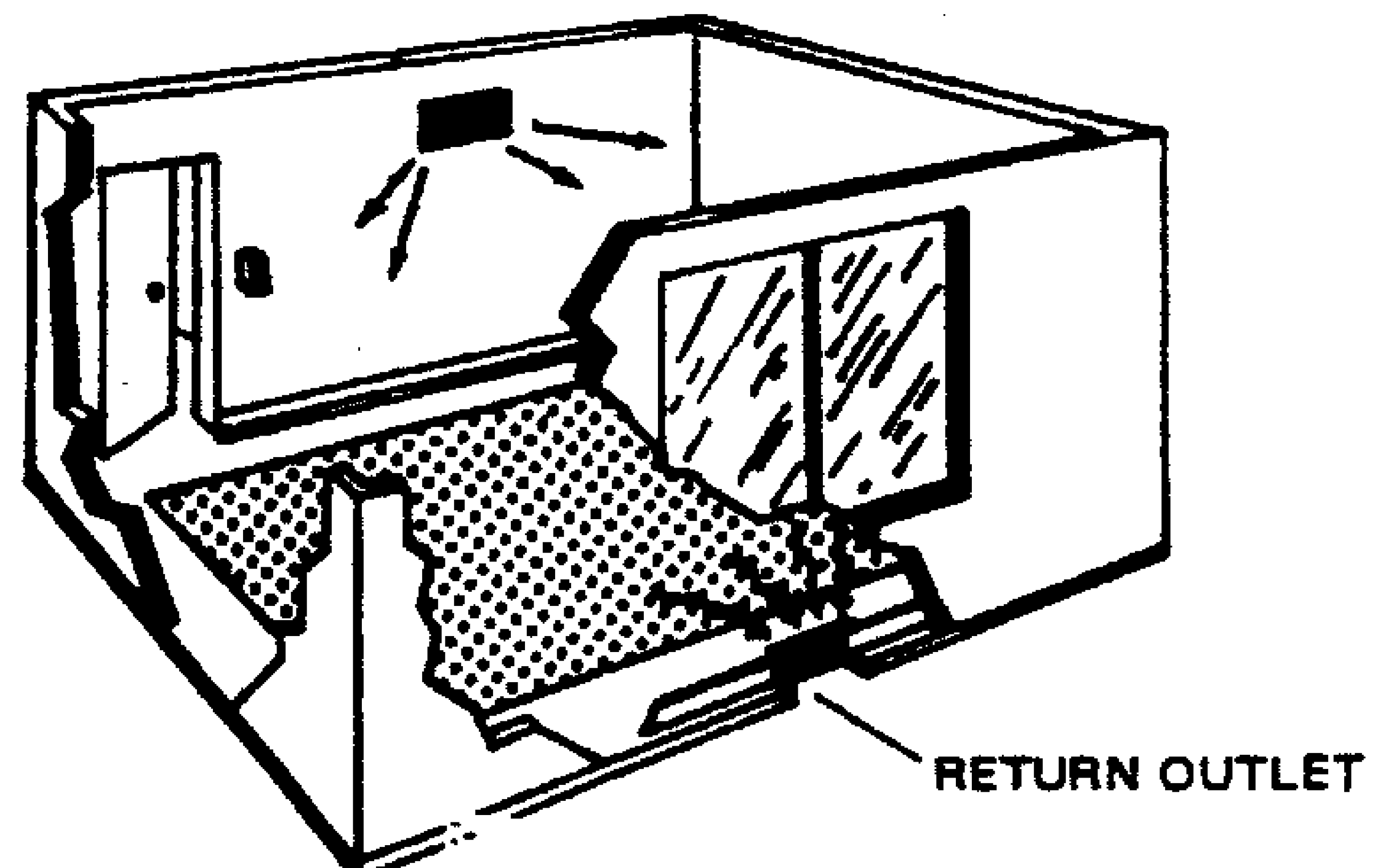
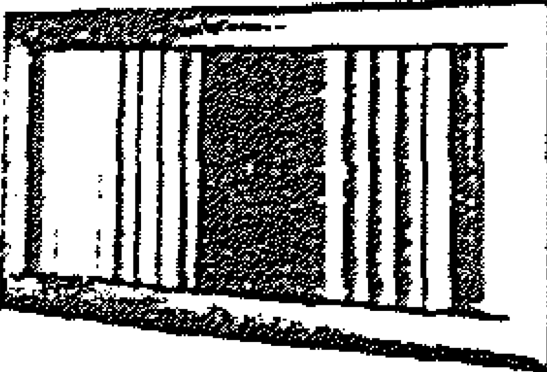
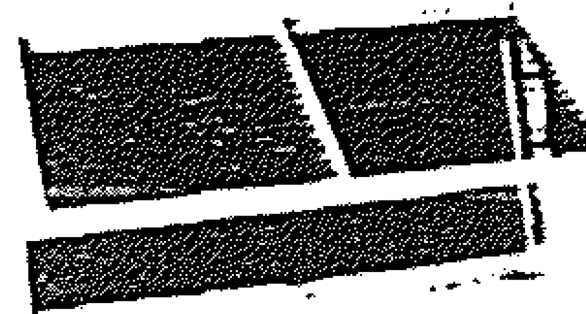


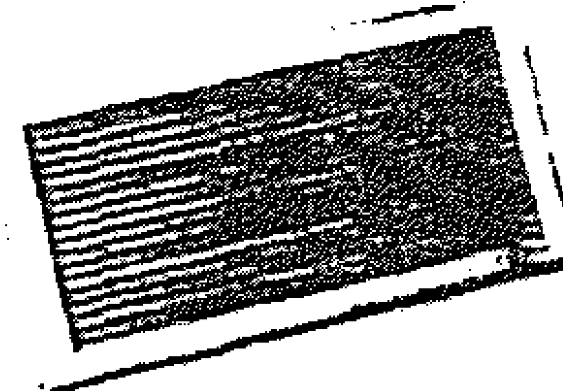
Figure 10.9 High side- wall outlet location

Grilles & Registers
Model DG & DR
- Single or double deflection.
- Aerofoil blades.
- Optional O.B.D.
- Adjustable / fixed blades.
- Wide variety of sizes.



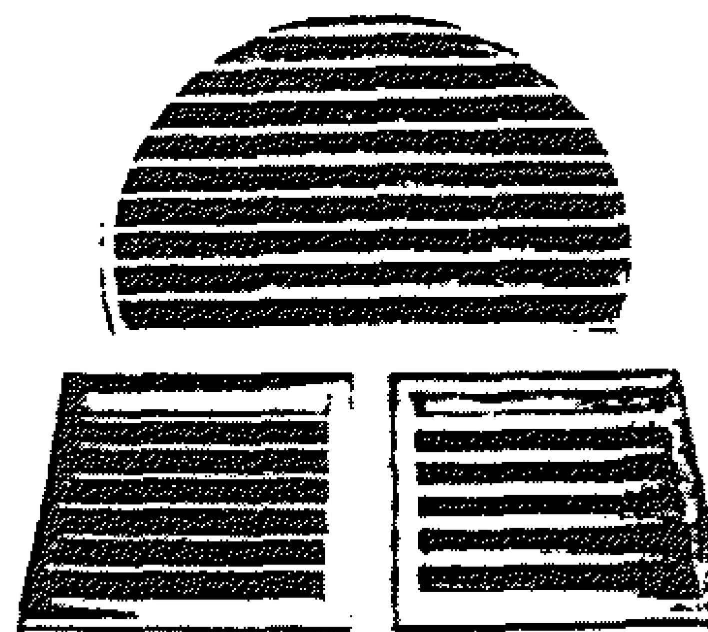
Access door
Model DGH - 14H
- Hinged double frame.
- Filter optional.



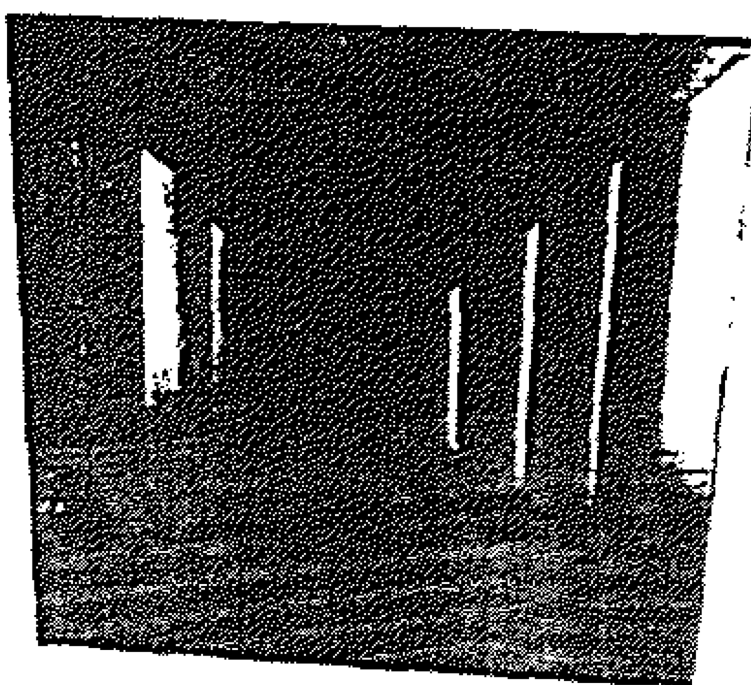
Door Grille
Model DDR - 200
- V blades, double fram
- Various sizes.
- Easy fixing.



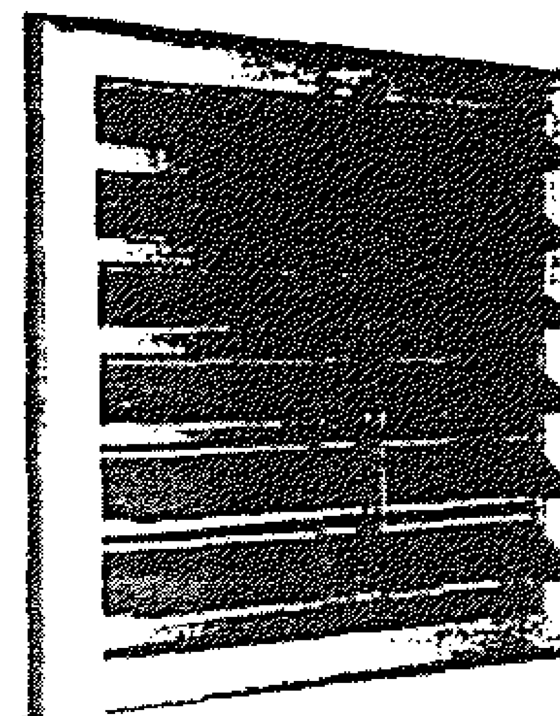
Linear slot diffuser
Model DLD - C (S.R)
- Adjustable pattern deflector.
- Choice of 1 up to 8 slots.
- Supply or return.
- Various lengths.



Louvers
- Outdoor mounting.
- Roboust fixed blades.
- Available C / W Filte damper and / or bird s
- Various sizes.



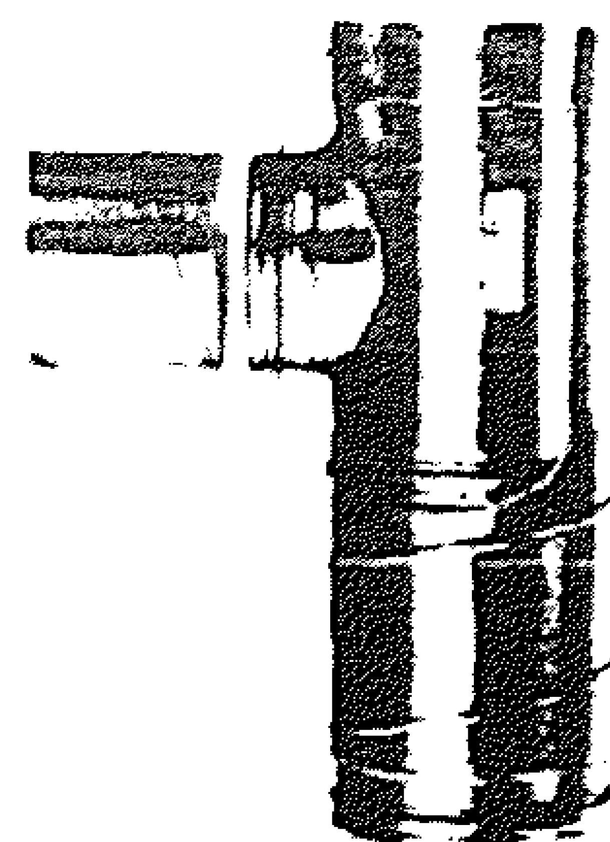
Square Diffuser
- Removable core
- Concealed fixing.
- 1.2. 3 & 4 way.
- Supply & return.
- Round Neck optional.
- Equalizing Grid optional.
- Coloured finish.



Pressure Relief Louv
- Outdoor mounting.
- Gravity shutter.
- Various sizes.
- Optional filter and / screen.

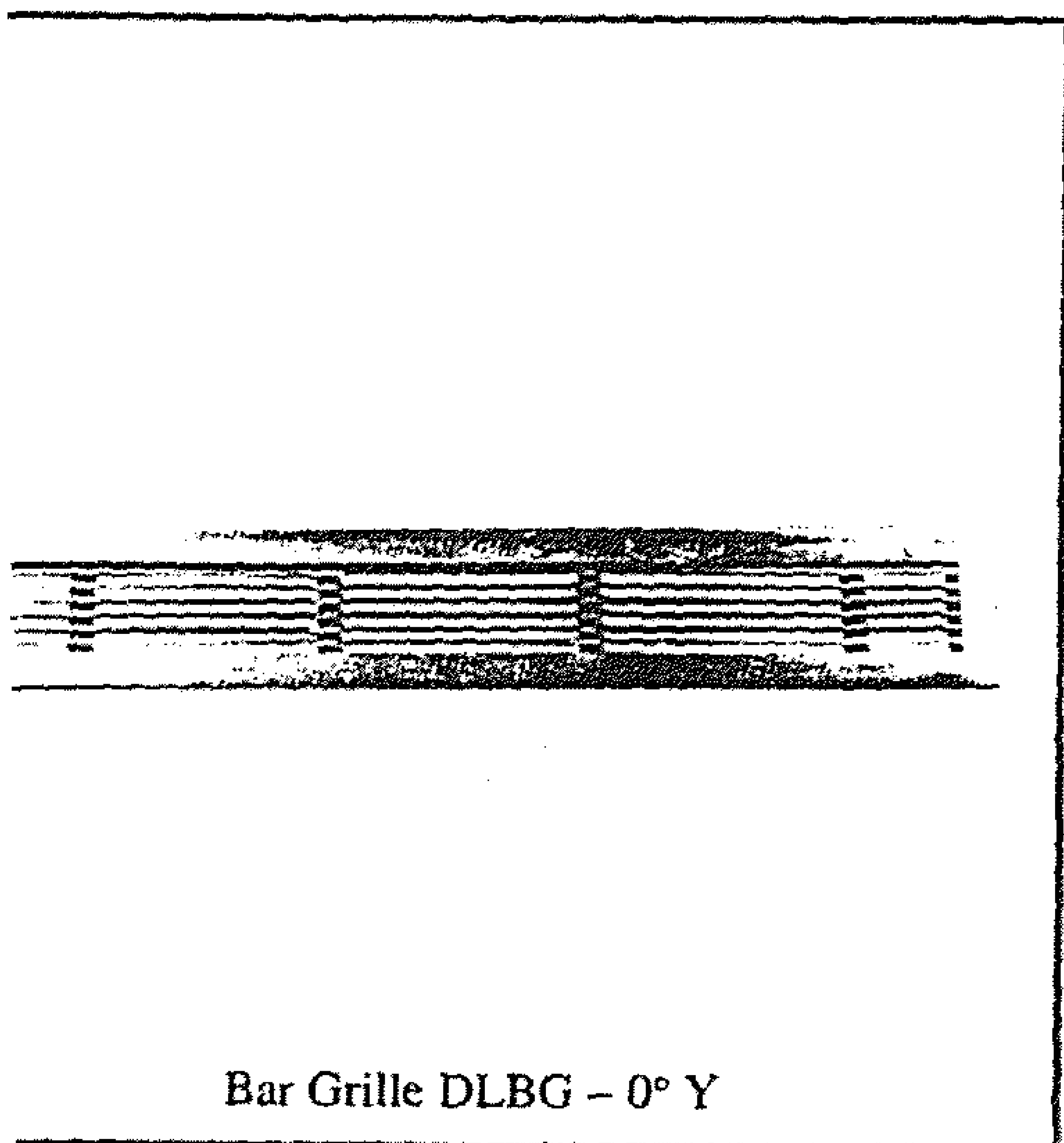


Round Diffusers
Model DD - 7
- Removable core.
- Flush mounted.
- High throw and low pressure drop.
- Supply or return.

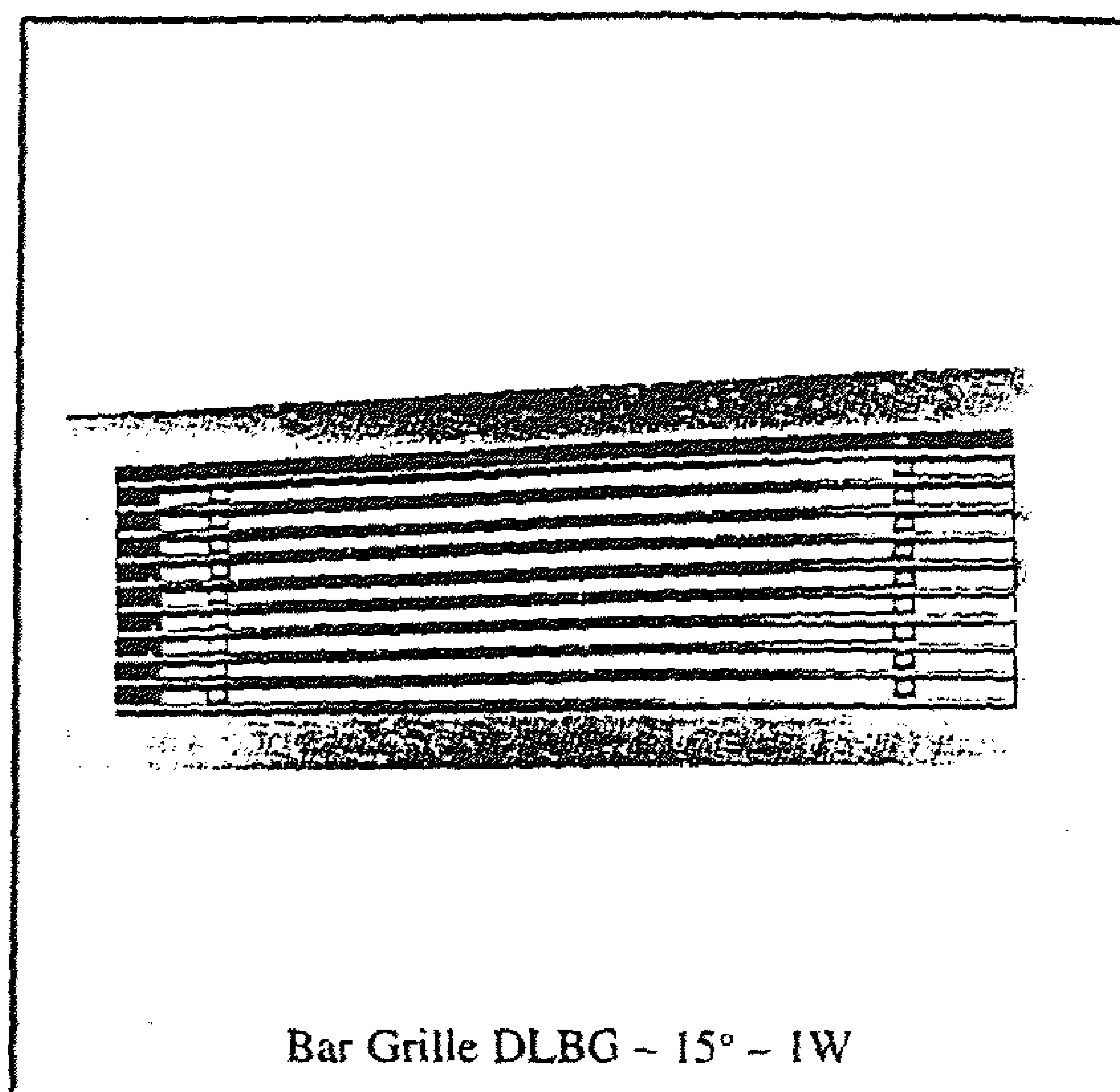


Spiral ducting systen
- Galvanized steel she
- Lock formed seal.
- Low pressure drop.
- Various sizes up to
- Fitting with rubber s
- Easy installation.

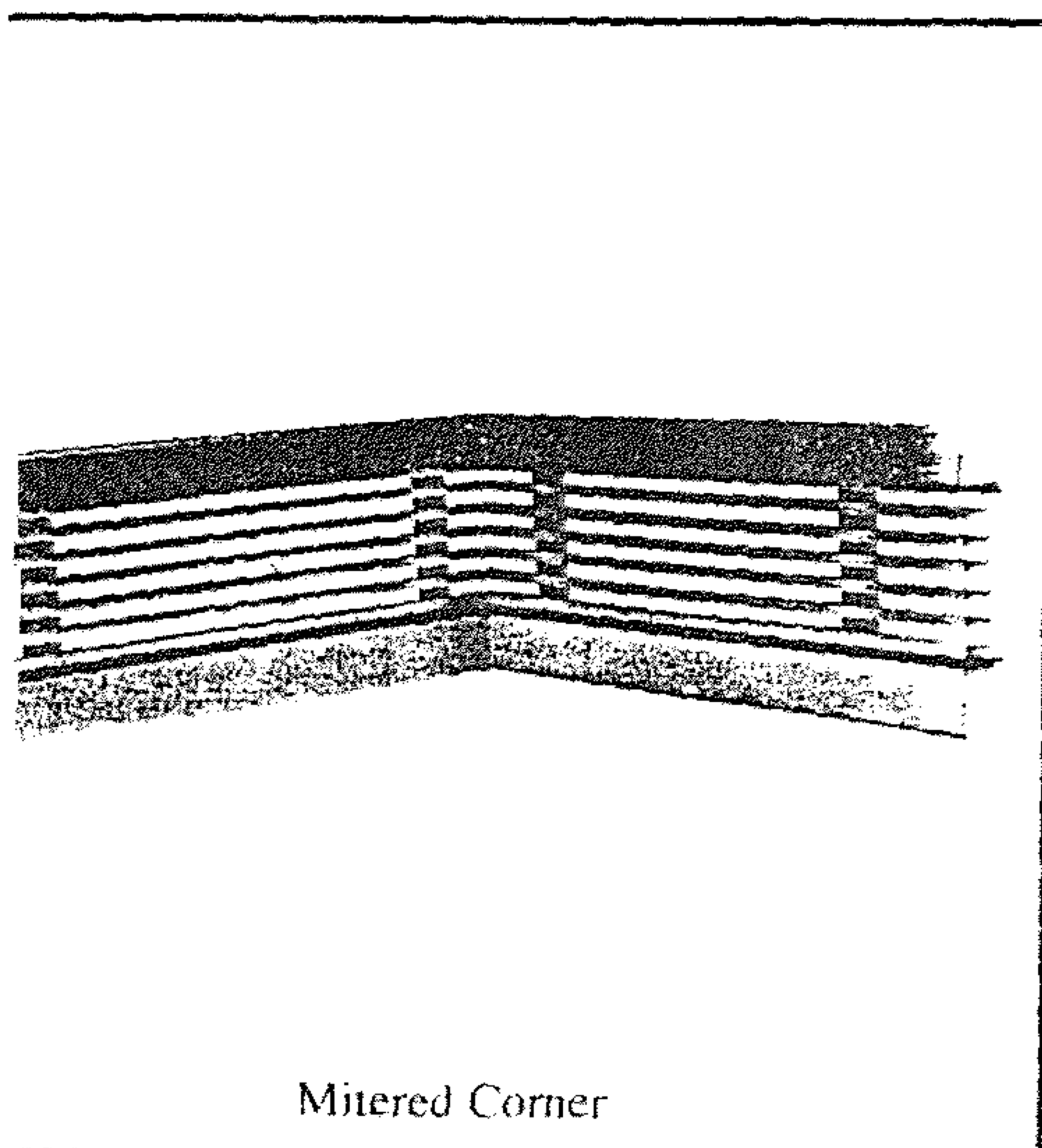
Figure 10.10 Diffuser types



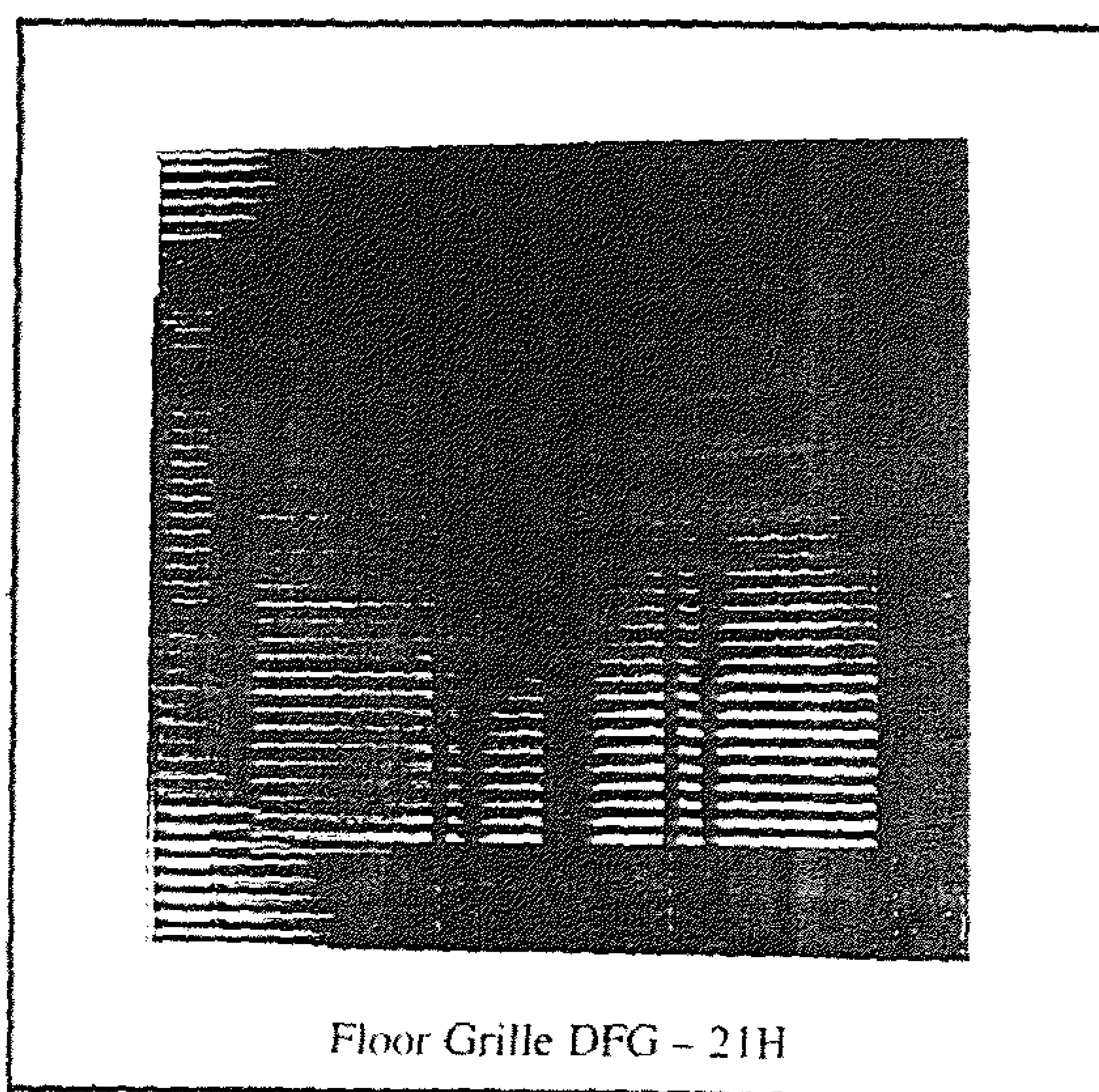
Bar Grille DLBG – 0° Y



Bar Grille DLBG – 15° – 1W

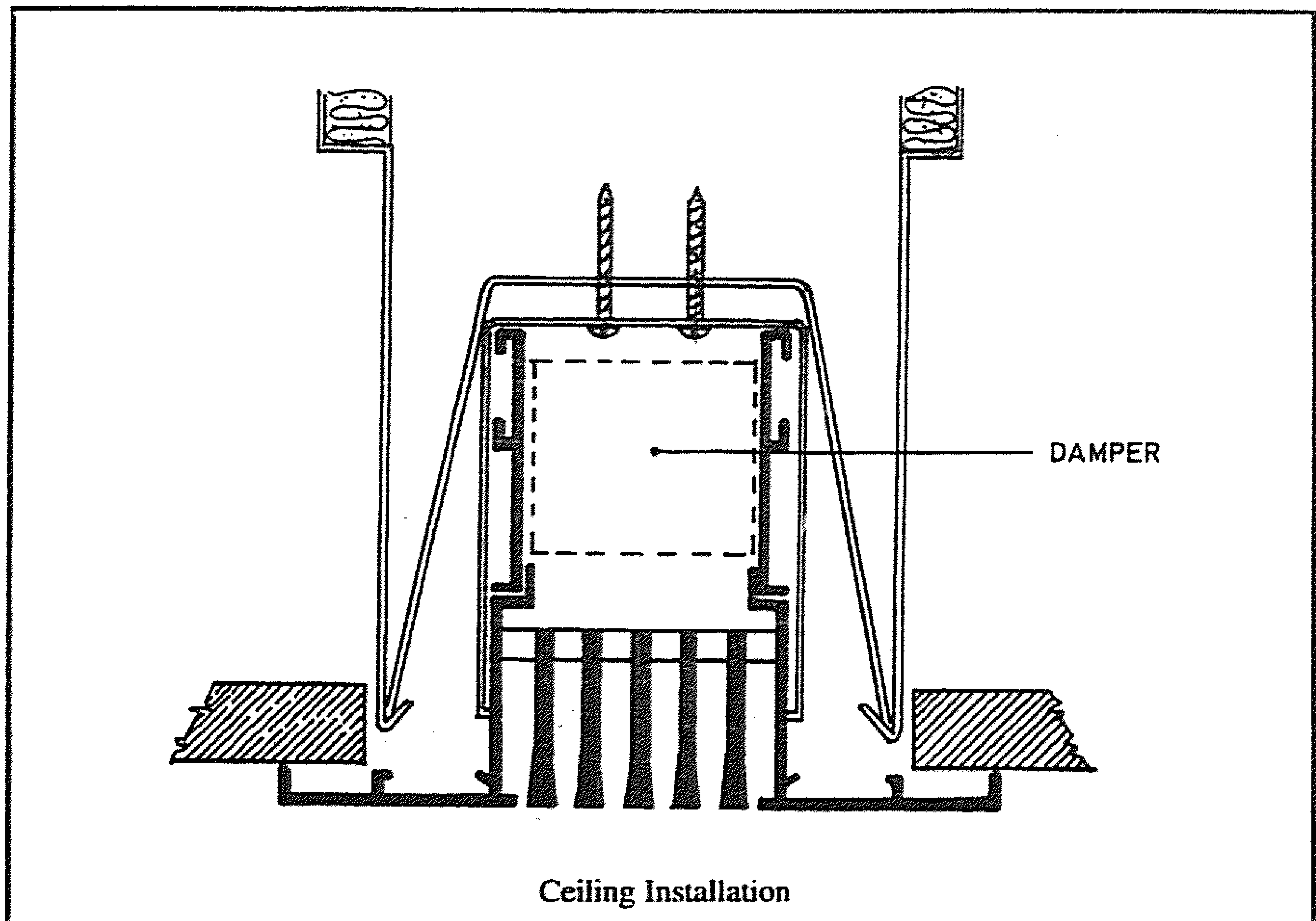


Mitered Corner

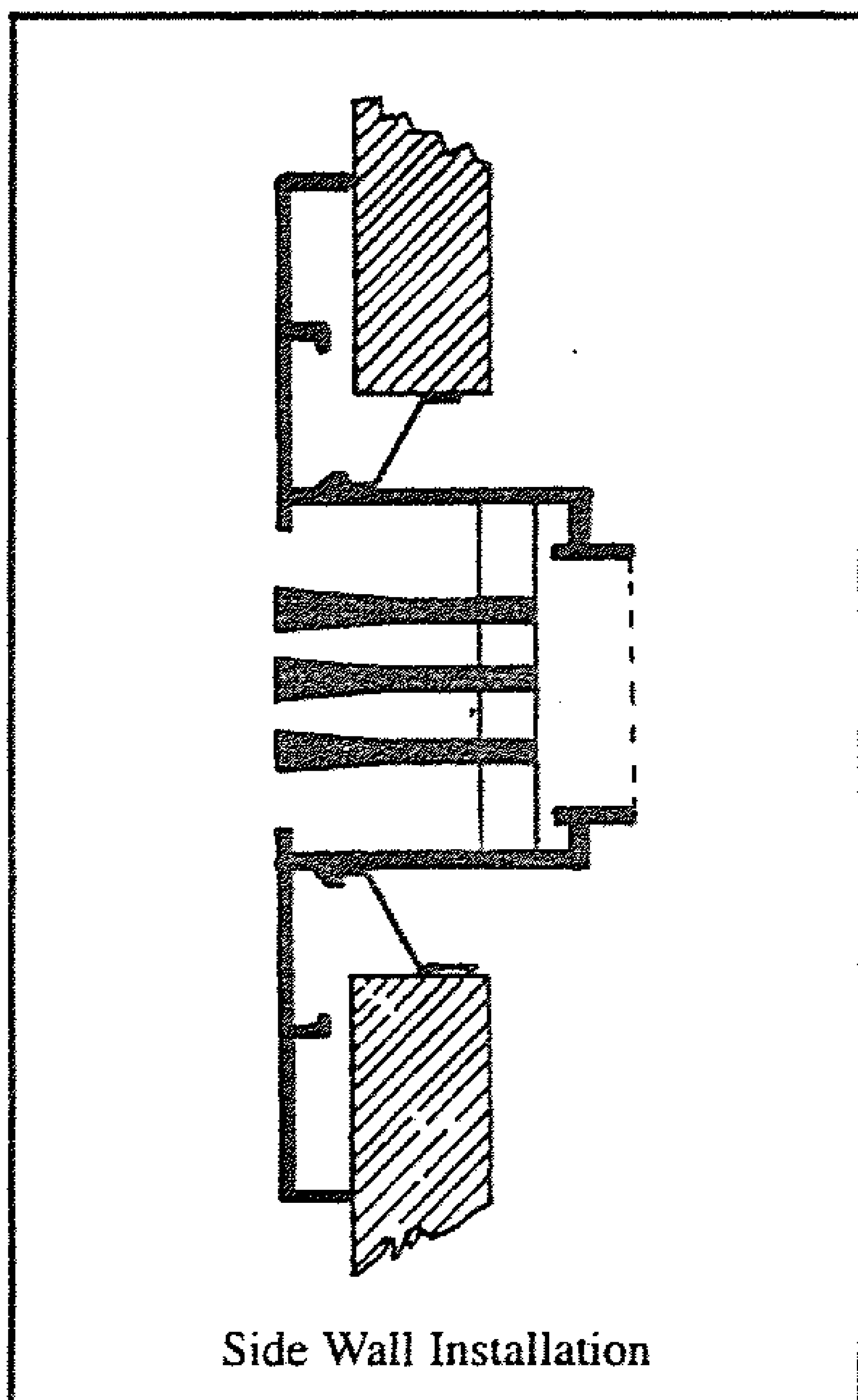


Floor Grille DFG – 21H

Figure 10.11 Types of Grilles



Ceiling Installation


Side Wall Installation

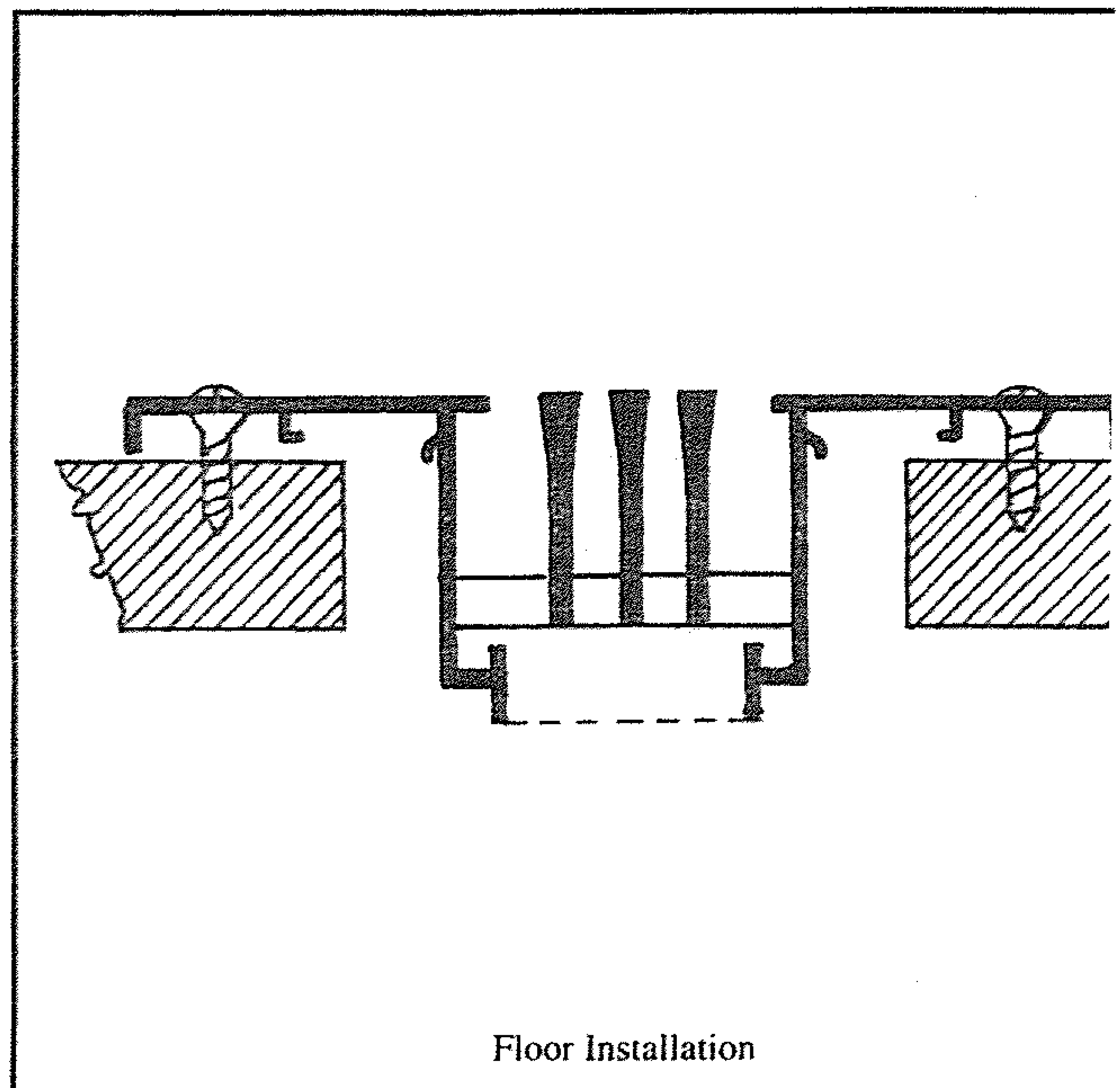

Floor Installation

Figure 10.12 Installation of grille registers for location of ceiling, side-wall and floor.

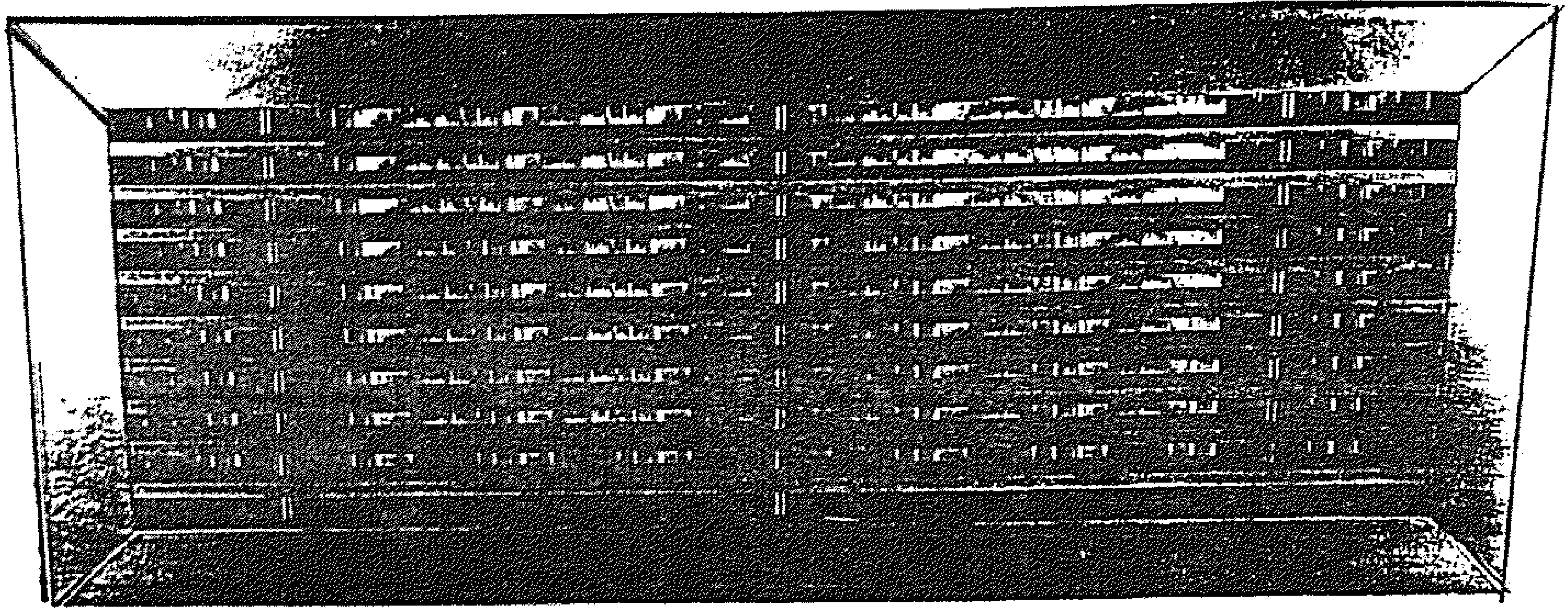
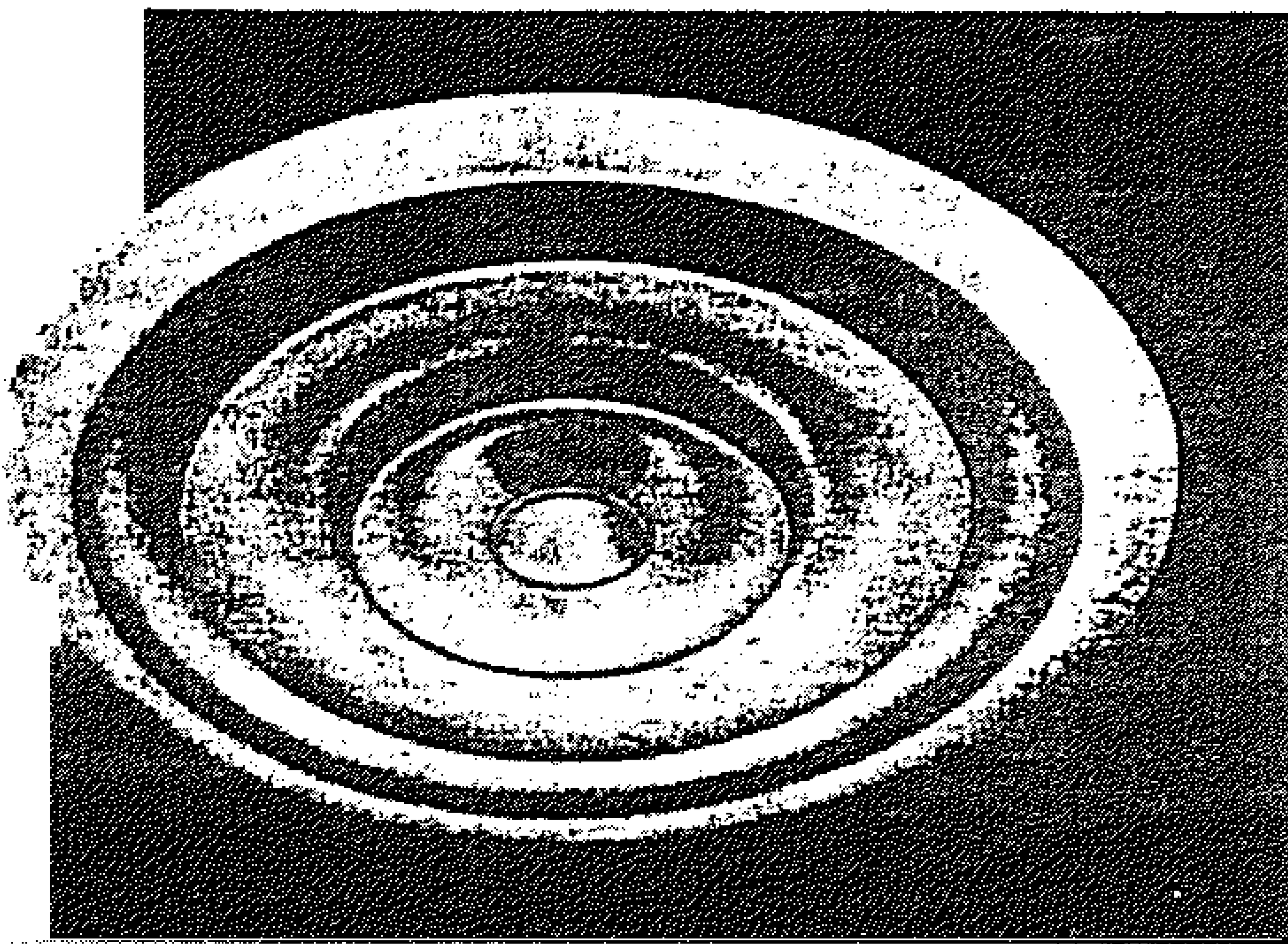
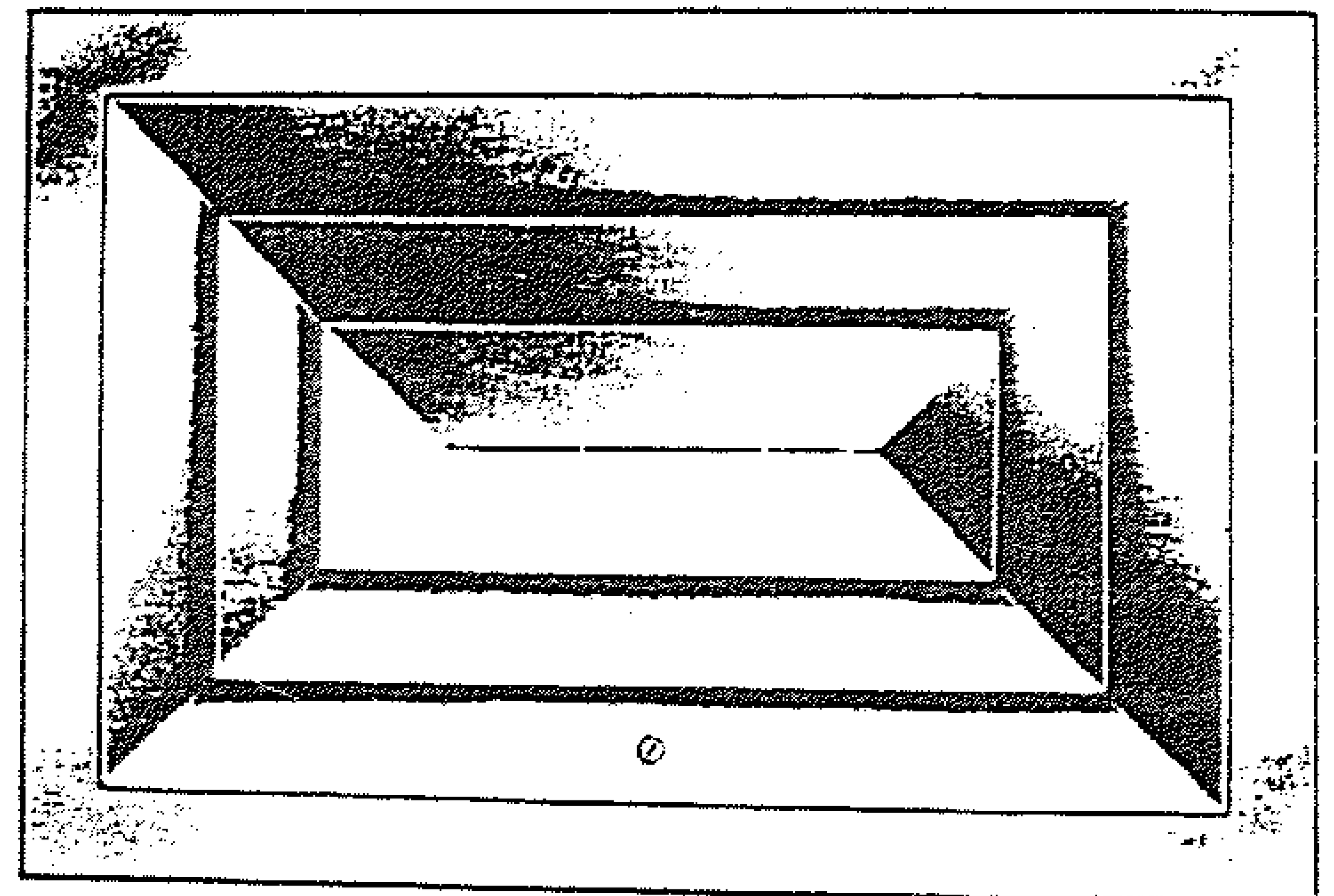


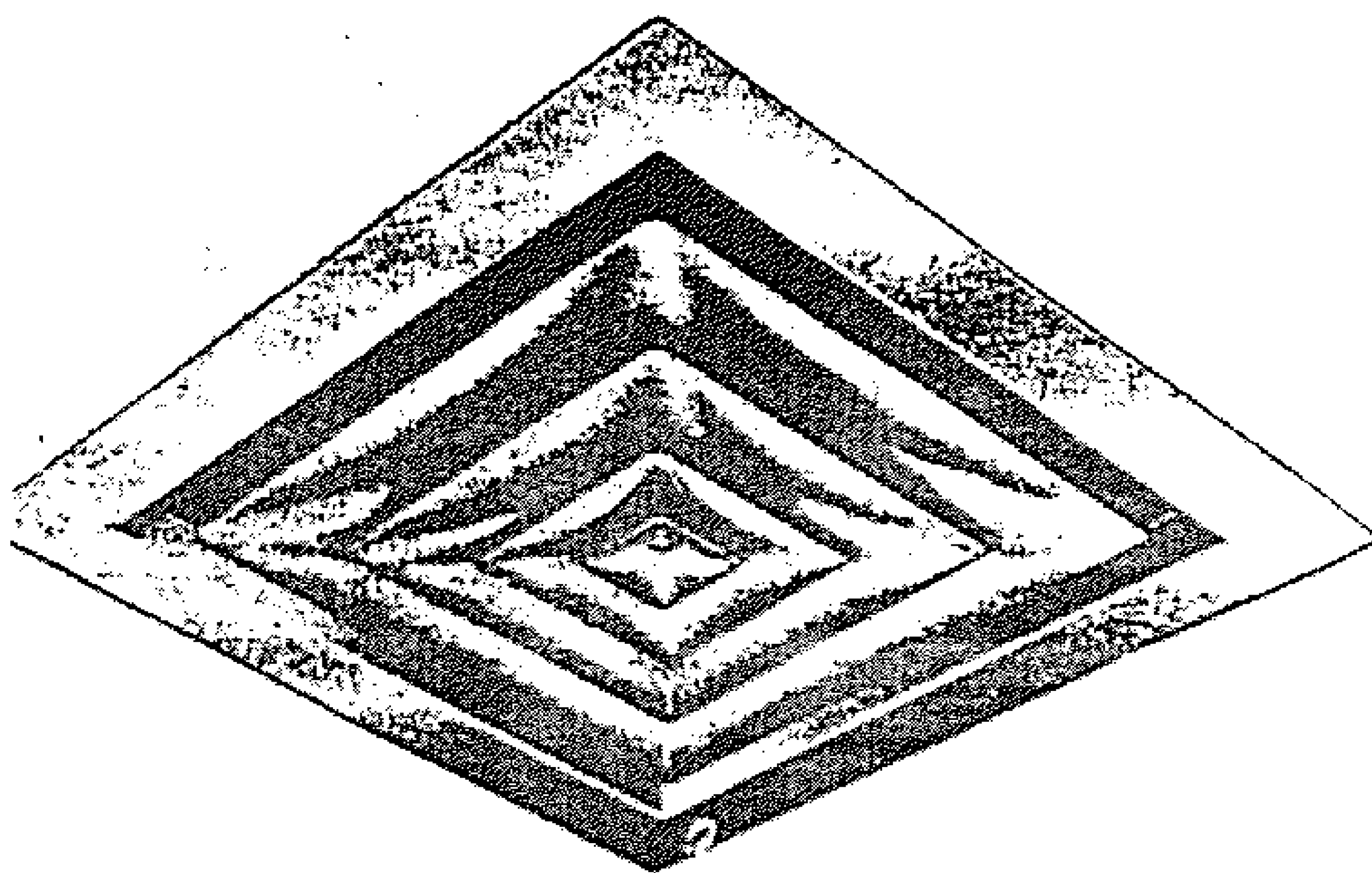
Figure 10.13 Floor register



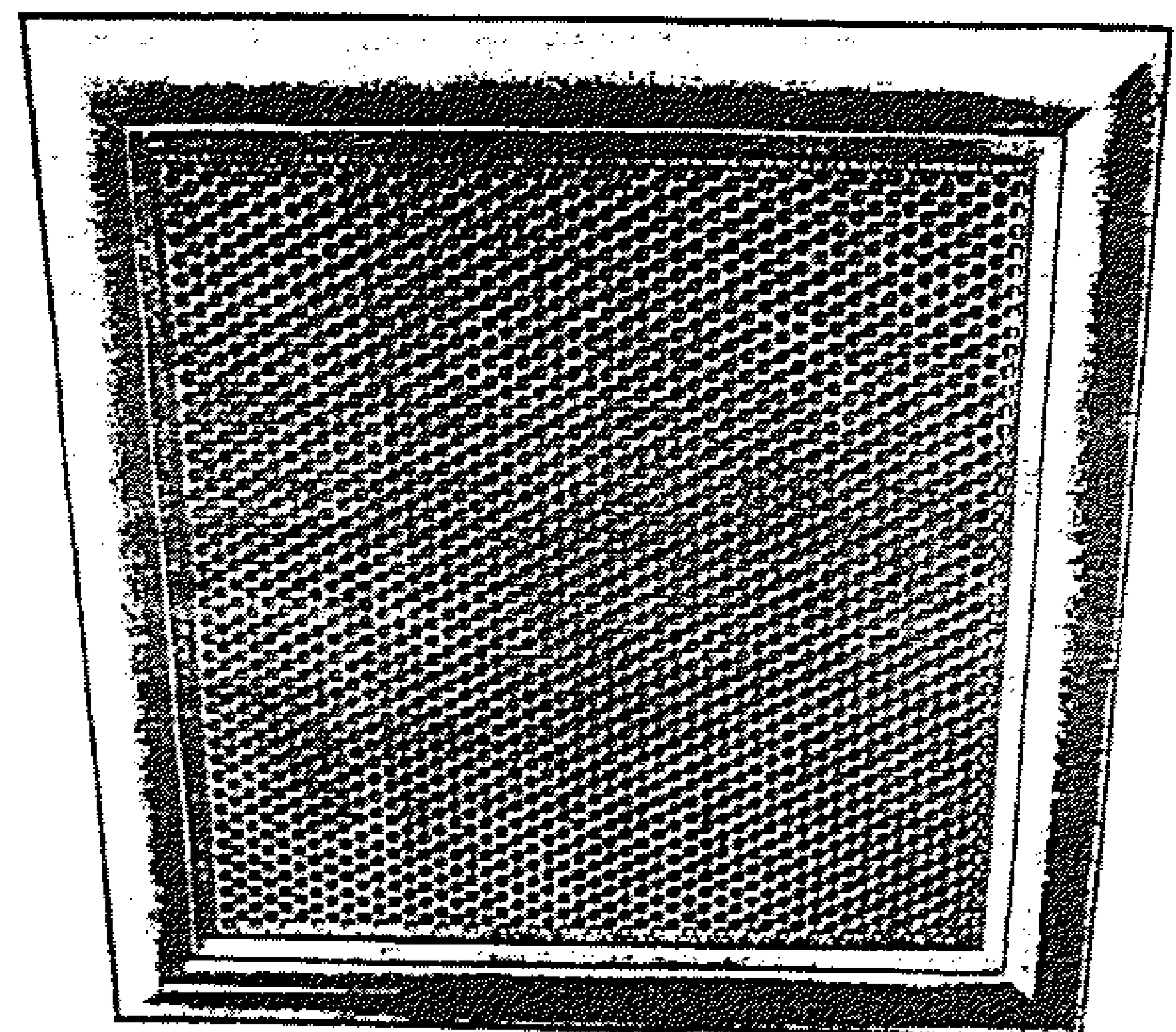
(a)



(c)



(b)

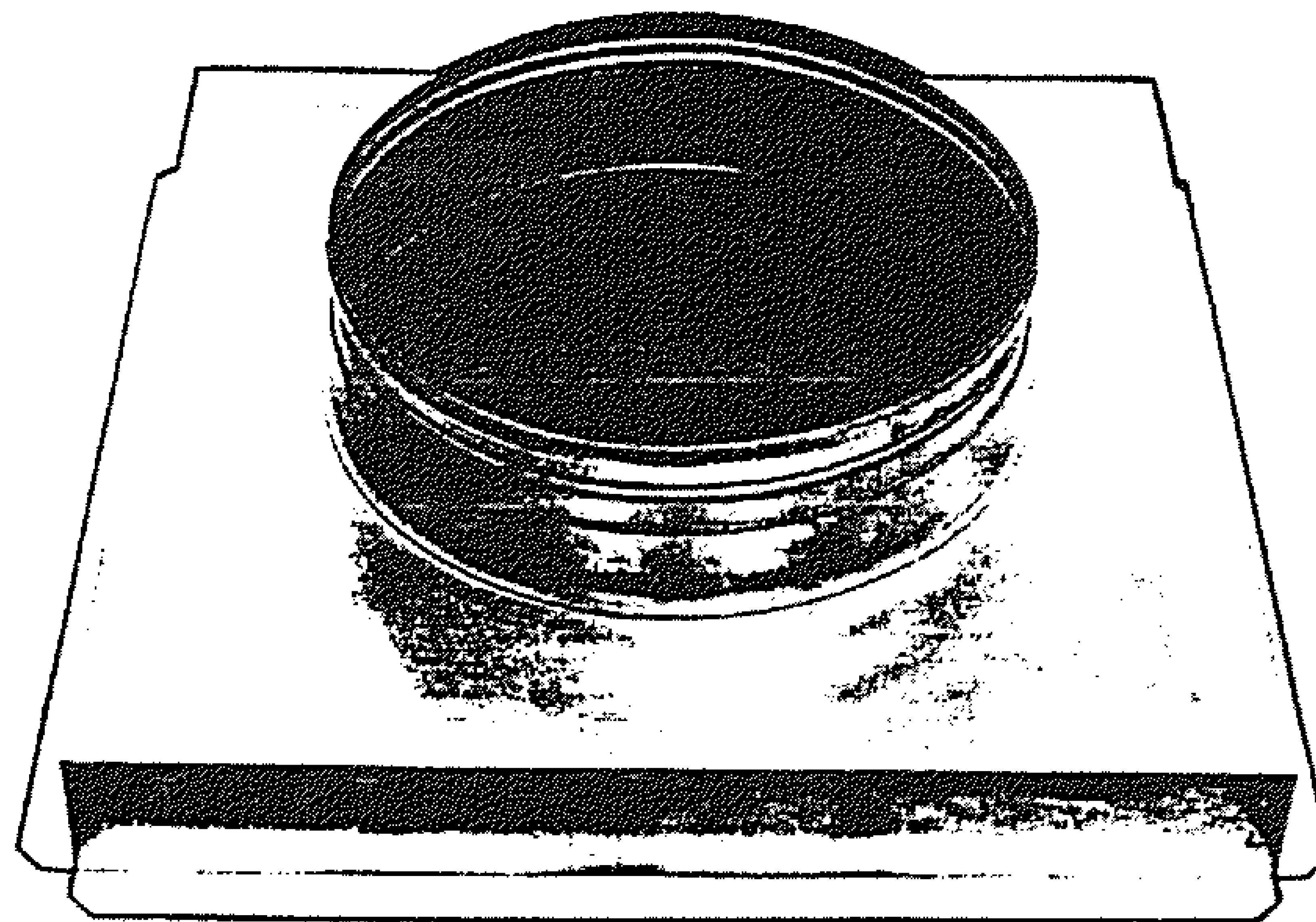


(d)

Figure 10.14 Types of ceiling diffusers, (a): Round, (b): Square, (c): Directional , (d) Perforated plate.

راســية أو الاثــنان معــا. بعــض أشكال هذه المنافذ مبينة في Fig 10.11 الريش تقوم بوظيفة عكــس حــركة الهــواء فــي الاتجــاه المطلــوب. هذه الريش قد تكون ثابتة أو يمكن ضغط زوايا انحــرافها هــذه المنافذ تسمى بالجيريلات Grilles . هذه الجيريلات يمكن تركيبها إما في السقف أو الحــائط الجانبــي أو فــي الارضيات كما هو مبين في Fig 10.12. المستقبل أو Register هــو أساســا جــيريل مركــب خلفه مجموعة أخرى من الريش المتقابلة Opposed تفتح كليا أو جزئــيا للتحكم في كمية الهواء كما هو موضح في Fig 10.13 وتستخدم المستقبلات والجيريلات في توزيع الهواء البارد والدافئ وكذلك في التهوية .

2- مــنافذ ســقفية **Ceiling Diffuser** هــو النوع الشائع من موزعات الهواء التي تركب فــي السقف وهي عبــارة عن مجموعة من الحلقــات أو ريــش بفتحــات للتهوية متصلة ببعضها Fig 10.14 قــد تــأخذ الشــكل الدائــري Round أو مــربع Square و مستطيل أو اتجاهي Directional أو فــي شــكل لــوح مــثقوب Perforated ويركب على مسلك التوزيع بواسطة وصله هوائية Adaptor Fig 10.15.



Square to Round Adaptor - AD

Figure 10.15 Square to Round Adapter

الهواء الخارج من هذه النواشر يخرج بسرعة عالية لا تسبب تيارات هوائية ضارة حيث أن الحلقات أو الريش تعمل على سحب هواء المكان وتخلطه مع الهواء الخارج من هذا النوع من الموزعات فيخرج الهواء بعد خلطه بسرعة اقل .

هــذا الــنوع مــن النواشر يصلح في حالتي التدفئة والتبريد لكل من هواء التغذية والهواء الراجع. وقــد يستخدم للتغذية والهواء الراجع معا حيث يصنع نوع من الموزعات تحتوي على ست حلقات دائــرية أو ريــش بفــتحات: الــثلاث الخارجــية منها تعمل لتوزيع الهواء وتوصل بمسلك التغذية والثلاث الداخلية تعمل كمنافذ للهواء الراجع وتوصل بمسلك الهواء الراجع .

3- **منافذ خطية مشقوقة Slot straight (linear) diffusers** توجد أنواع حديثة من موزعات الهواء تركب بالسقف أو الحوائط الجانبية تصنع في شكل شريط قد يأخذ شكل الخط المستقيم او المنحنى أو **T** أو شكل سداسي وغيرها Fig 10.16 . وهذه الموزعات قد يكون بها مخرج في صورة شقوق Slots ، احادية، ثنائية أو ثلاثية . وتركب في السقف أو الحائط الجانبي وتوصل بمسلك التغذية كما هو موضح في Fig 10.17.

10.5 الضوضاء في معدات توزيع الهواء

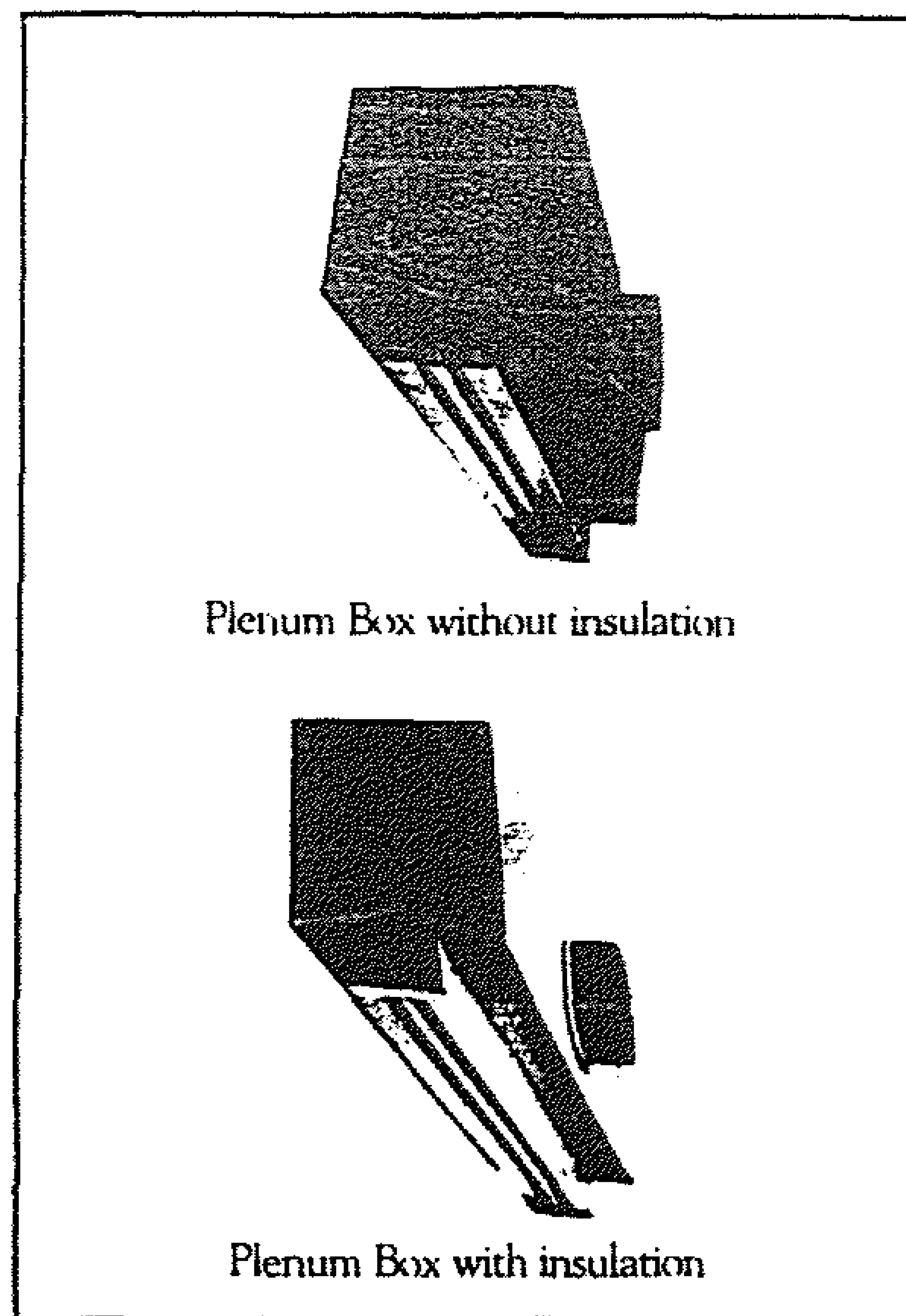
10.5 *Noise in Air - Distribution Devices*

الضوضاء (Noise) من الاعتبارات الأساسية التي تؤخذ عند اختيار منافذ توزيع الهواء . حيث أن مقدارا من الصوت ينشأ عند خروج تيار الهواء من الموزعات. هذا الصوت يتناسب مع سرعته . إذا كان مستوى الضوضاء المتولدة أكبر من مستوى الضوضاء المحيطة فإن ذلك يكون غير مقبولا لذلك فقد تــم وضع معيار للضوضاء Noise criteria (NC) ويقاس بالــ ديسبيل d B. هذا المعيار يمكن الحصول عليه منTable10.1 للأماكن المختلفة .

10.6 *Selection of Air Outlets* اختيار منافذ الهواء 10.6

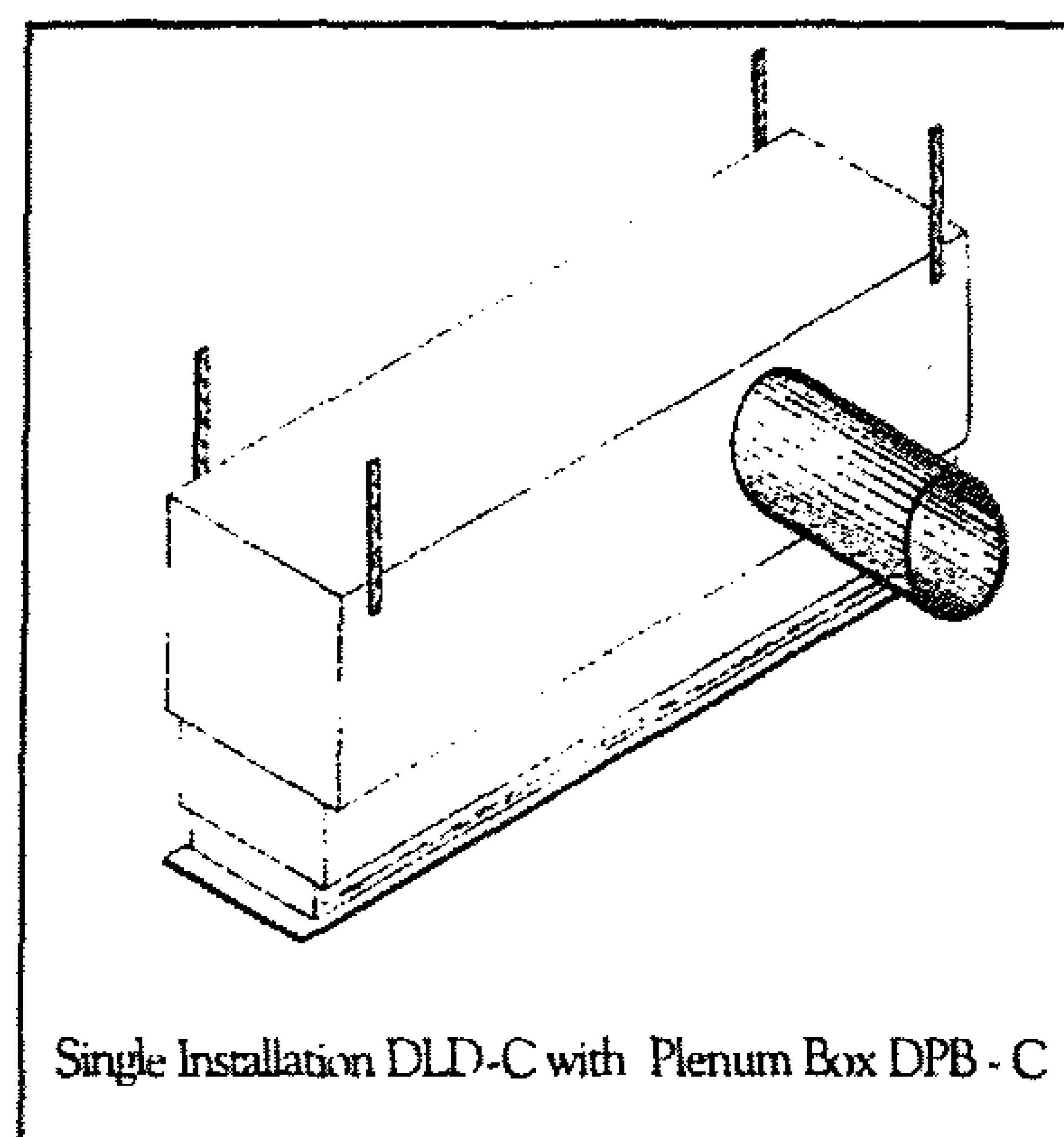
عند اختيار منافذ التهوية يجب الأخذ في الأعتبار العوامل الآتية :-

1- **المتطلبات الجمالية (المعمارية) Architectural requirements** . حيث مهندس الديكور يريد أن يظهر المكان بمظهر معين – هذا قد يتطلب الاستشارة معه لتحديد شكل ومكان تركيب المنافذ ليحقق الهدفين المظهر الجمالى والتوزيع الجيد .



Plenum Box without insulation

Plenum Box with insulation



Single Installation DLD-C with Plenum Box DPB - C

Figure 10.17 Slot diffuser plenum box and installation

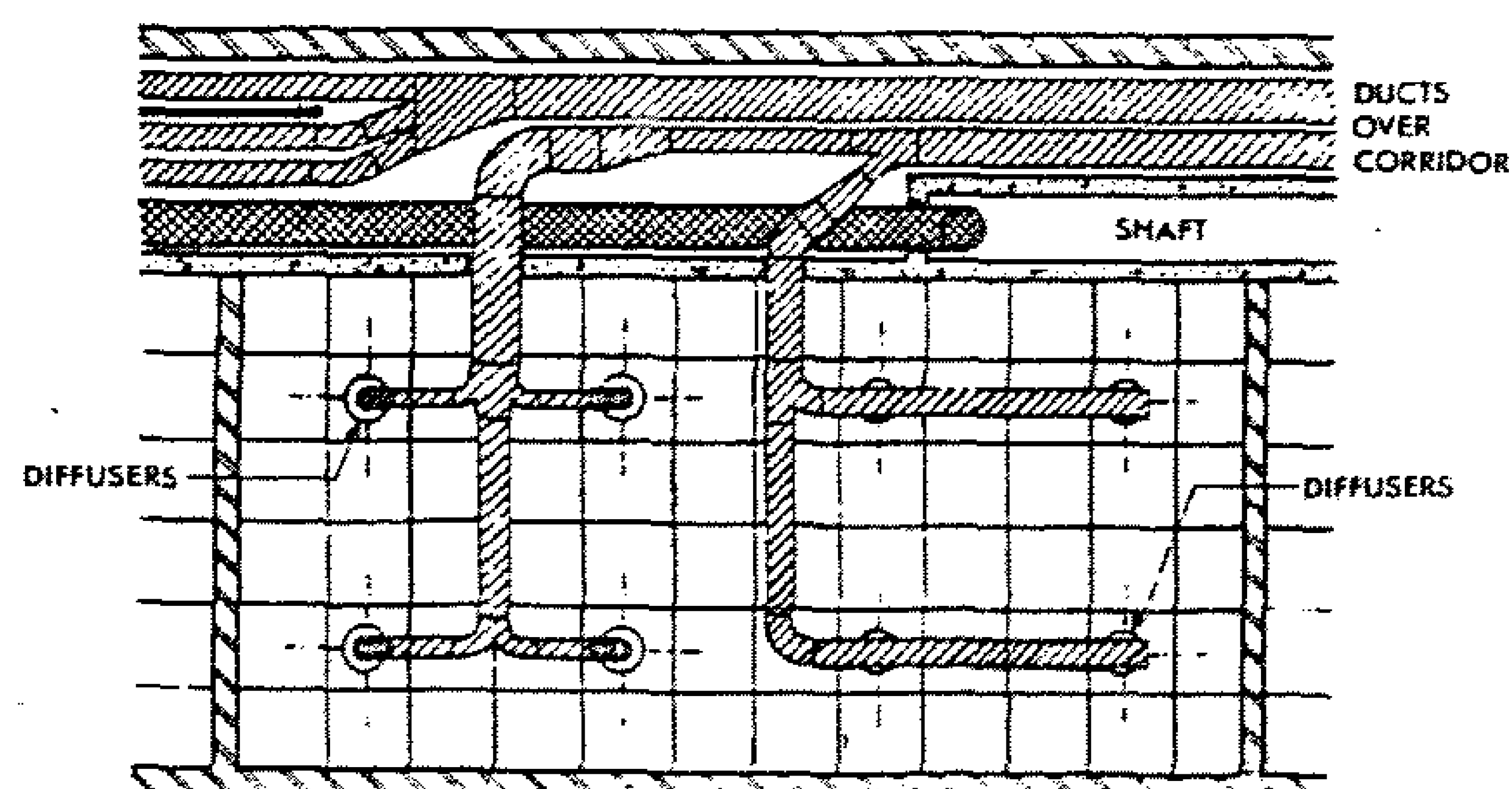
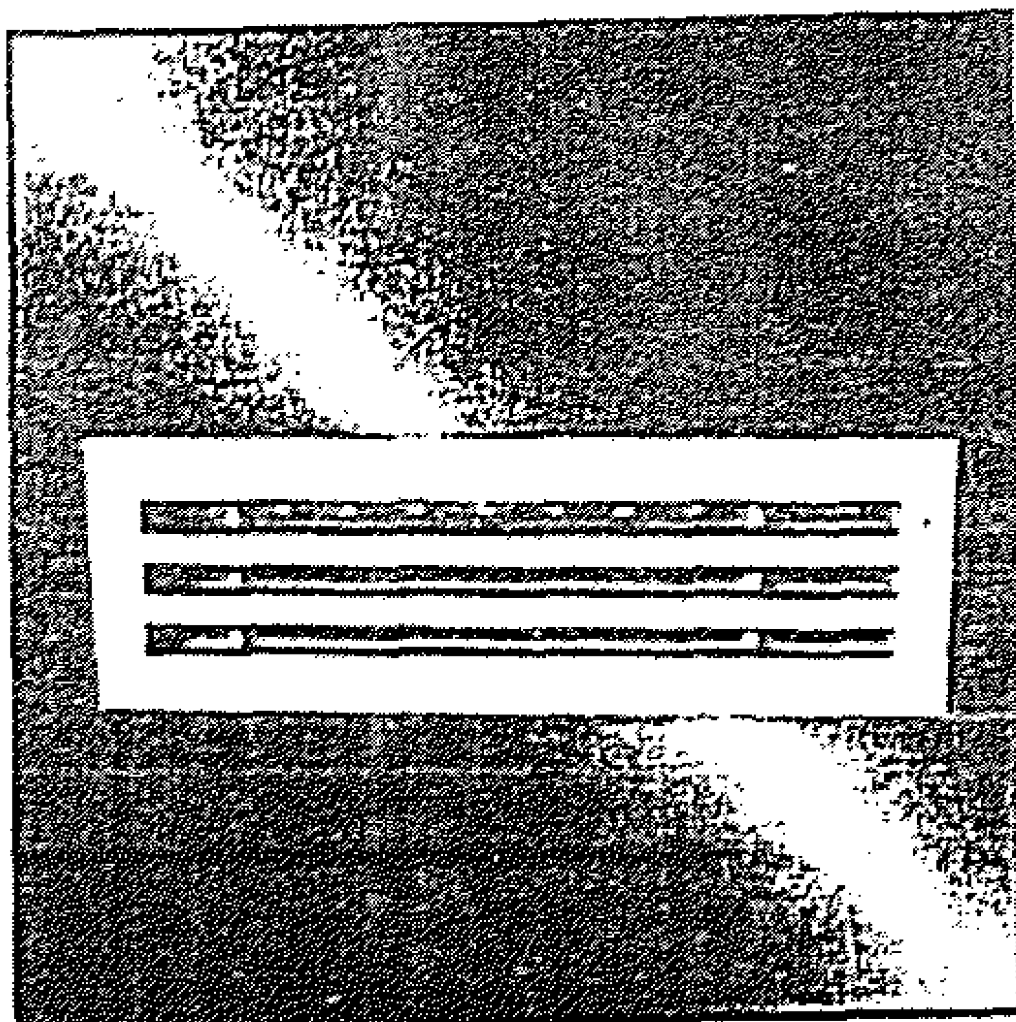
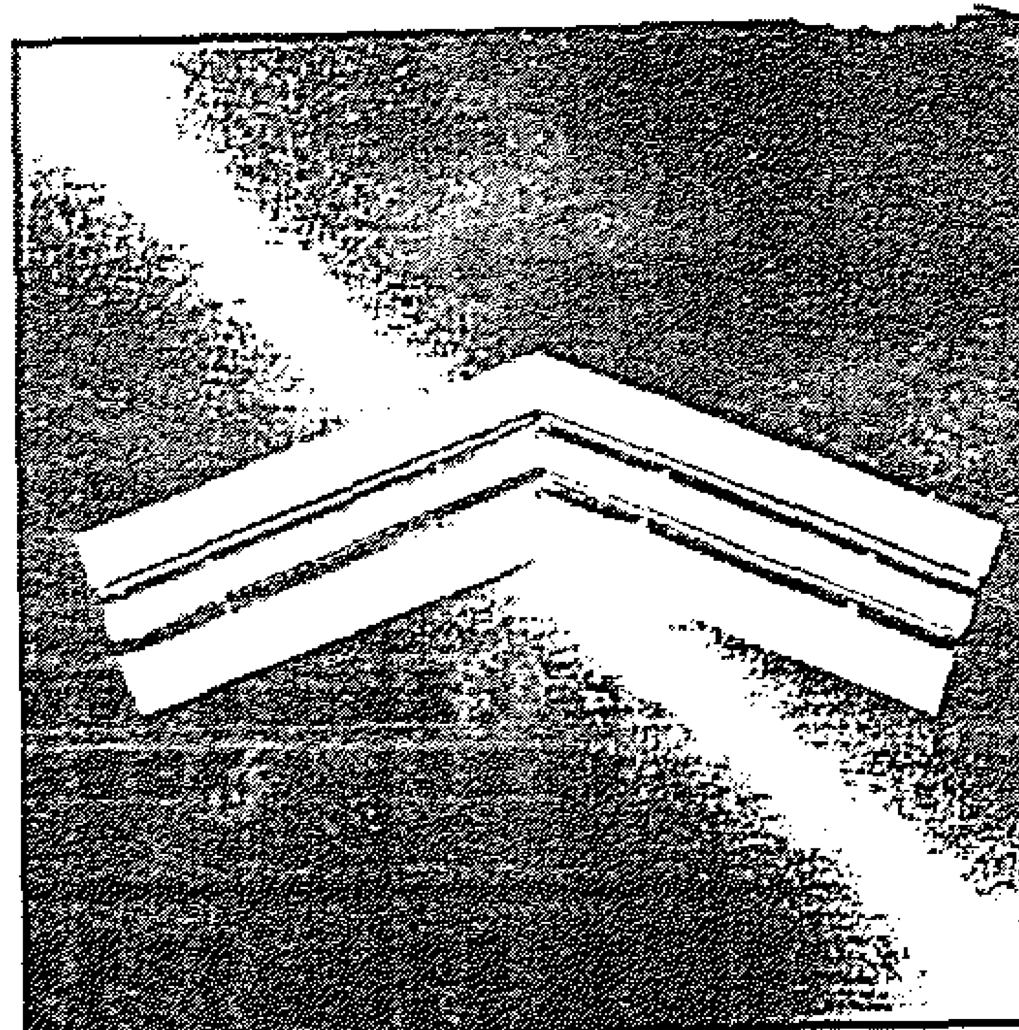


Figure 10.18 Typical layout of ceiling diffusers

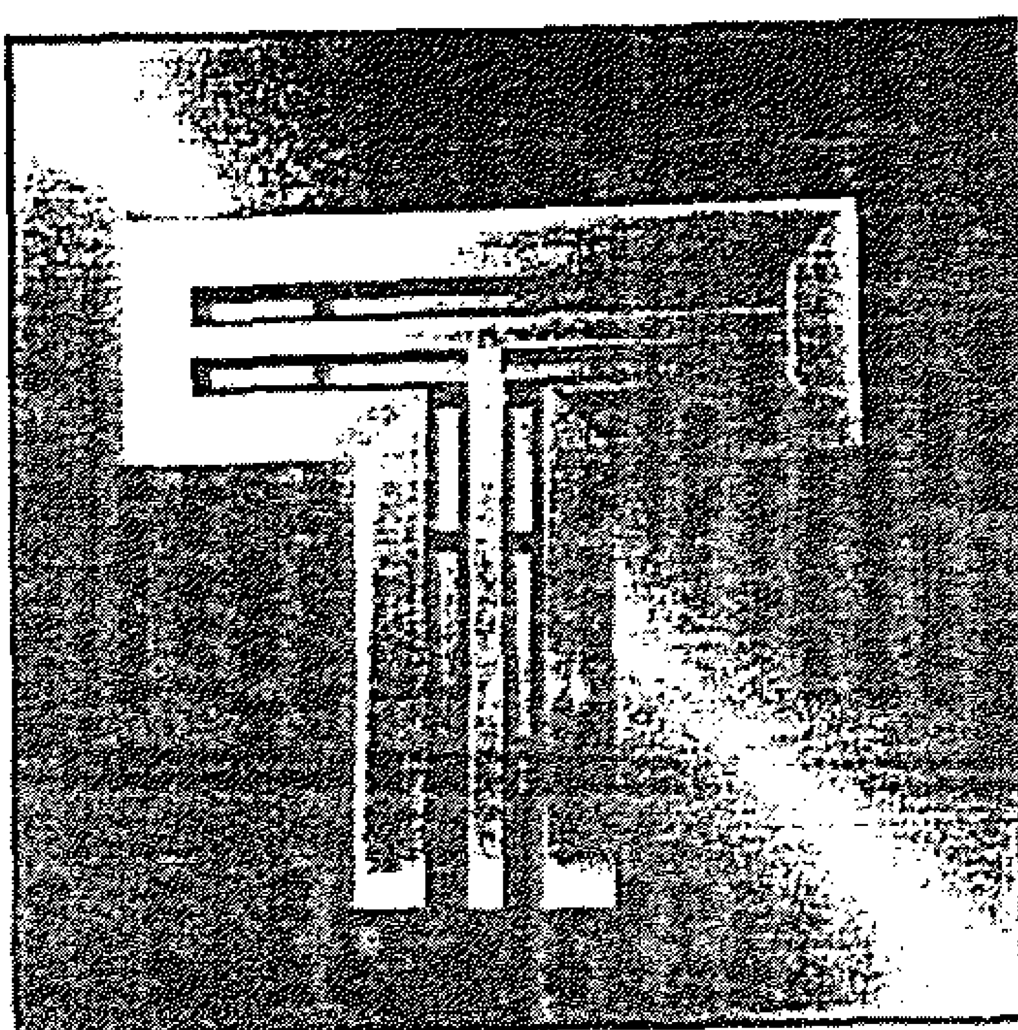
LINEAR SLOT
DIFFUSER
(3-Slots)

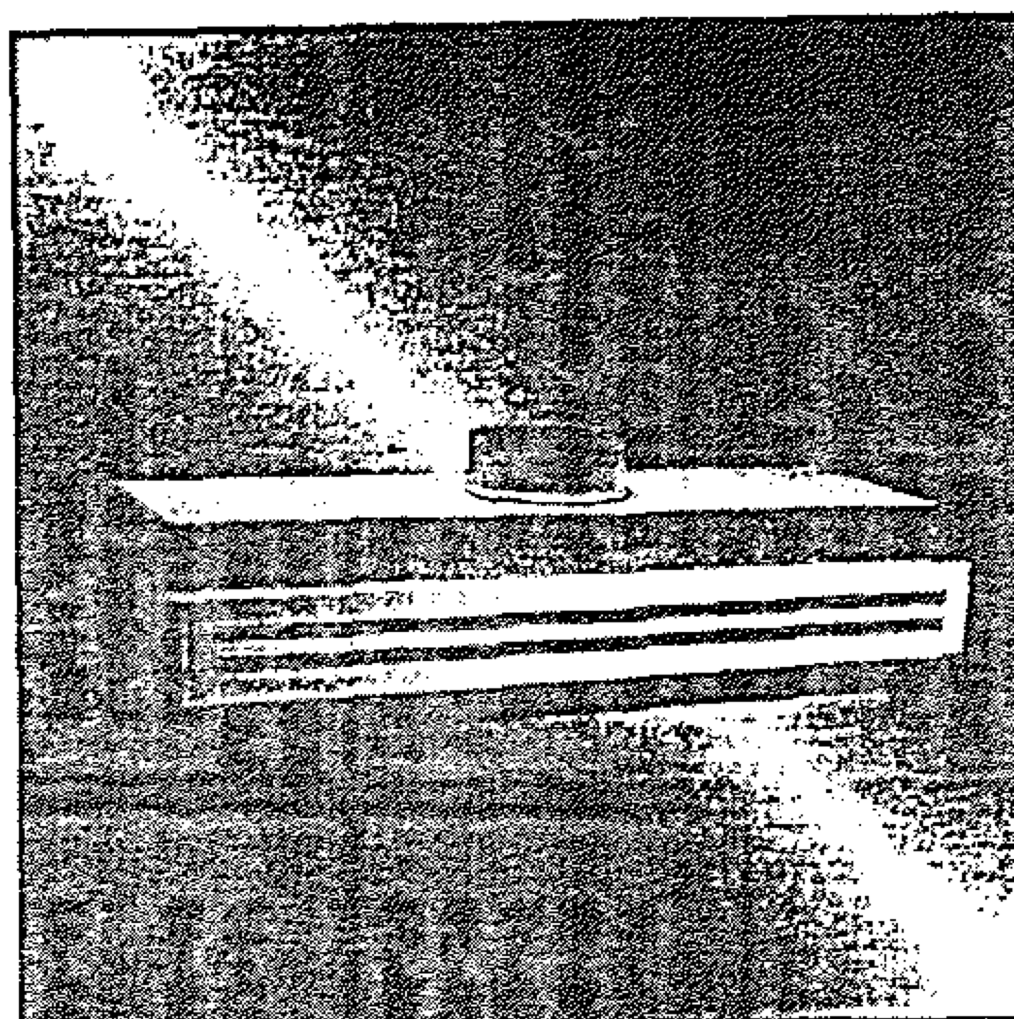




MITERED
CORNER

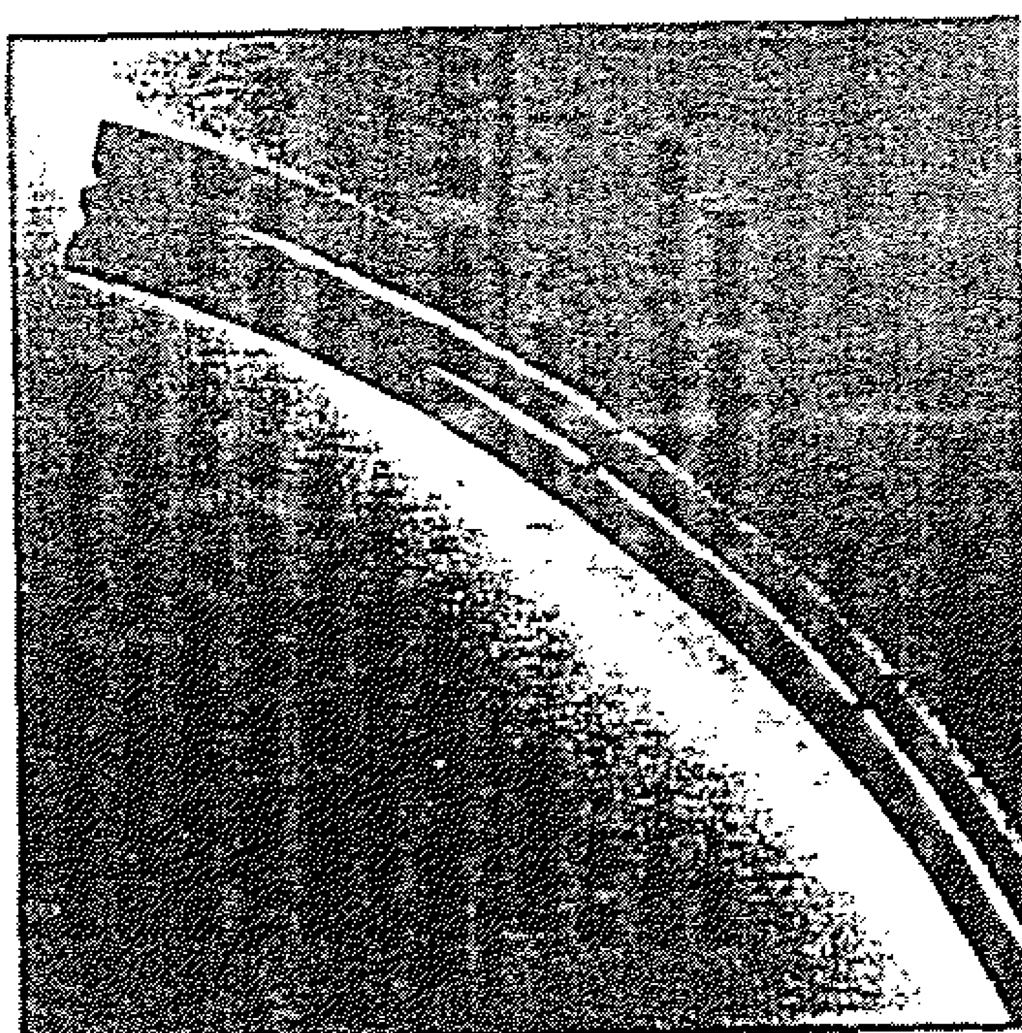
LINEAR SLOT
DIFFUSER
(T-Shape)

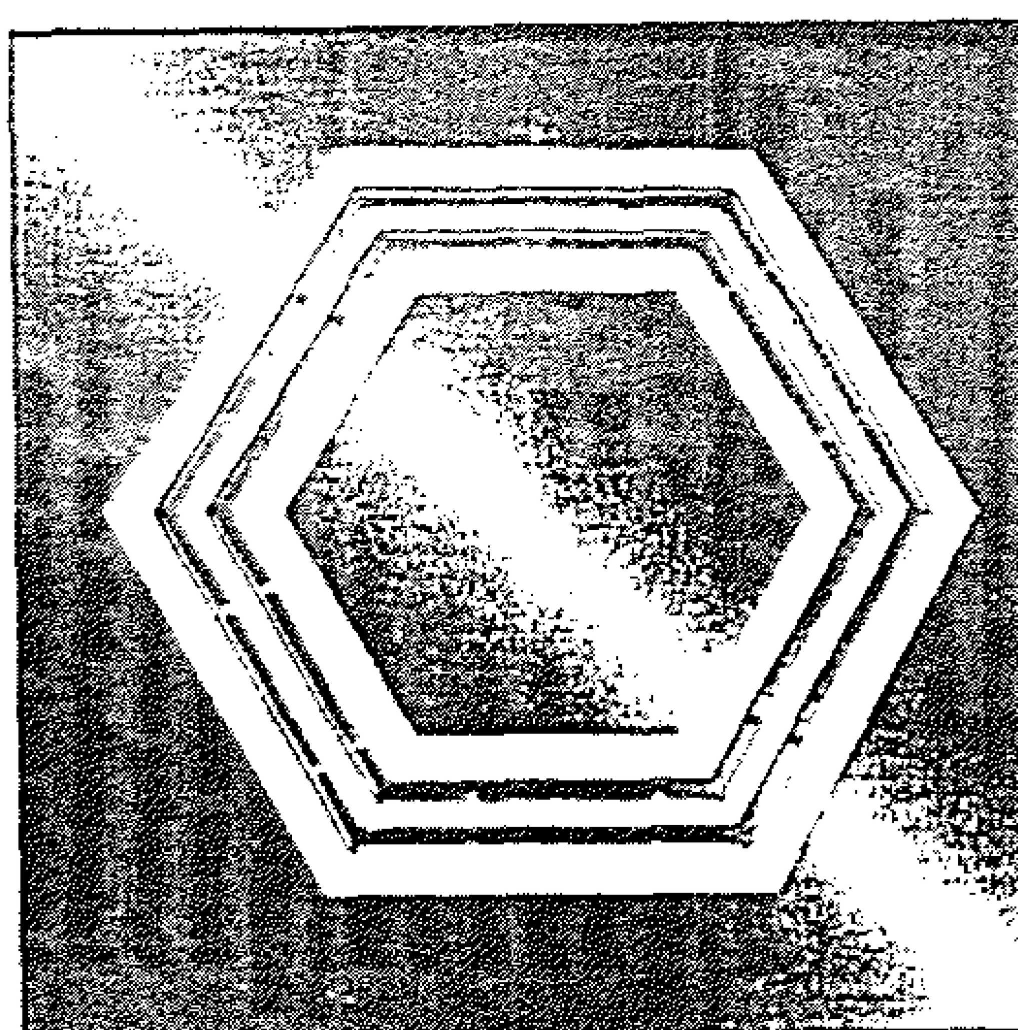




PLENUM
BOX

CURVED SLOT
DIFFUSER





LINEAR SLOT
DIFFUSER
(Octagonal Shape)

Figure 10.16 Type of slot linear diffusers

Table 10-1 Syste[illegible] sound level

Type of Area	Range of A-Sound Levels, Decibels	Range of NC Criteria Curves
RESIDENCES		
Private homes (rural and suburban)	25–35	20–30
Private homes (urban)	30–40	25–35
Apartment houses, 2- and 3-family units	35–45	30–40
HOTELS		
Individual rooms or suites	35–45	30–40
Ballrooms, banquet rooms	35–45	30–40
Halls and corridors, lobbies	40–50	35–45
Garages	45–55	40–50
Kitchens and laundries	45–55	40–50
HOSPITALS AND CLINICS		
Private rooms	30–40	25–35
Operating rooms, wards	35–45	30–40
Laboratories, halls and corridors		
Lobbies and waiting rooms	40–50	35–45
Washrooms and toilets	45–55	40–50
OFFICES		
Board room	25–35	20–30
Conference rooms	30–40	25–35
Executive office	35–45	30–40
Supervisor office, reception room	35–50	30–45
General open offices, drafting rooms	40–50	35–45
Halls and corridors	40–55	35–50
Tabulation and computation	45–65	40–60
AUDITORIUMS AND MUSIC HALLS		
Concert and opera halls		
Studios for sound reproduction	20–30	15–25
Legitimate theaters, multi-purpose halls	30–35	25–30
Movie theaters, TV audience studios		
Semi-outdoor amphitheaters	35–45	30–35
Lecture halls, planetarium		
Lobbies	40–50	35–45
CHURCHES AND SCHOOLS		
Sanctuaries	25–35	20–30
Libraries	35–45	30–40
Schools and classrooms	35–45	30–40
CHURCHES AND SCHOOLS (Cont'd)		
Laboratories	40–50	35–45
Recreation halls	40–55	35–50
Corridors and halls	40–55	35–50
Kitchens	45–55	40–50
PUBLIC BUILDINGS		
Public libraries, museums, court rooms	35–45	30–40
Post offices, general banking areas, lobbies	40–50	35–45
Washrooms and toilets	45–55	40–50
RESTAURANTS, CAFETERIAS, LOUNGES		
Restaurants	40–50	35–45
Cocktail lounges	40–55	35–50
Night clubs	40–50	35–45
Cafeterias	45–55	40–50
STORES, RETAIL		
Clothing stores; Department stores (upper floors)	40–50	35–45
Department stores (main floor); Small retail stores	45–55	40–50
Supermarkets	45–55	40–50
SPORTS ACTIVITIES, INDOOR		
Coliseums	35–45	30–40
Bowling alleys, gymnasiums	40–50	35–45
Swimming pools	45–60	40–55
TRANSPORTATION (RAIL, BUS, PLANE)		
Ticket sales offices	35–45	30–40
Lounges and waiting rooms	40–55	35–50
EQUIPMENT ROOMS		
8 hr/day exposure	<90	
3 hr/day exposure	<97	
(or per OSHA requirement)		

2- **المتطلبات الإنشائية Structural requirement** الهيئة الإنشائية للمبني خلف حوائط والأسقف والأرضيات قد تضع قيودا على مسارات مسالك التغذية والراجع وبالتالي على منافذ الهواء . لذلك لابد من استشارة المهندس الإنشائي لهذا الغرض .

3- **فرق درجات الحرارة Temperature difference** في حالة التبريد عند فرق درجات حرارة كبير بين درجة حرارة التغذية ودرجة حرارة الغرفة يزداد احتمال دخول هواء ذى درجة حرارة غير مقبولة إلى حيز الأشغال . ففي هذه الحالة فإن المنافذ السقفية لها معامل حث كبير Induction ratio يقلل من تأثير فرق درجات الحرارة الكبيرة .

4- **مكان التركيب Location** في حالة التبريد يفضل أن يكون مكان التركيب إما في السقف أو في حائط عالي . في حالة وجود عوائق في السقف قد يصطدم معها الهواء ويرتد ويسقط مباشرة في حيز الأشغال لذلك يجب أن يركب الناشر اسفل العائق . حل مرادف في حالة التبريد هو استخدام نظام محيطي بحيث يوضع الناشر تحت الشباك ويدفع الهواء إلى أعلى Upward . منفذ الراجع في هذه الحالة يركب داخل الغرفة على ارتفاع منخفض .

في حالة التدفئة يفضل وضع منفذ التغذية محيطيا ويدفع الهواء إلى أعلى Upward .

5- **كمية المنافذ Quantity** عادة ما يركب أكثر من منفذ . هذا العدد يتوقف أساسا على كمية الهواء والتكلفة والمتطلبات الجمالية (الديكور)، عند احتمال إعادة ترتيب القواطع Partitions مستقبلا ، ويفضل اختيار المنافذ وأماكن تركيبها دون أن يتأثر بذلك التغيير .

6- **الحجم Size** بعد تحديد مكان التركيب فإن حجم المنفذ يمكن تحديده وذلك من خلال كتالوجات الصانع التي تبين خواص الاداء وهى :

- كمية الهواء التي يدفعها المنفذ.
- المدى Throw ويحدد ذلك أيضا ابعاد المكان ¾ الطول .
- مستوى الضوضاء Noise Criteria ويحددها استخدام المكان .
- مستوى مكان التركيب Height. معظم الصناع ينصحون بالتركيب في مستوى (2.5-3)m
- فقد الضغط في المنافذ نتيجة سريان الهواء والتي يجب ان تؤخذ في الاعتبار عند تقدير فقد الضغط في المسالك .

الاختيار من الكتالوج Catalogue Rating

لا توجد طريقة نمطية لاختيار المنافذ المختلف الصناع إذ أن كل صانع يضع طريقة اختيار المنفذ الخاص به وإن كان هناك منوالا ضروريا قبل الاختيار هو :

1- تحديد كمية الهواء اللازمة Q , m^3/s أو CFM.

2- تحديد مستوى الضوضاء dB,NC .

3- تقسيم سقف الحجرة (كمثال) إلى عدد متساوى من المربعات كما هو مبين فى Fig 10.18 كمثال للمنافذ السقفية وتوضع المنافذ فى منتصف المربعات ويلاحظ أيضا أن مركز المربع يبتعد بمسافة متساوية عن الحوائط وكذلك عن المنفذ المجاور. هذه المسافة تعتمد على مقدار الحدفة (Throw). إذا تعذر التقسيم إلى مربعات يتم تقسيم المساحة إلى مستطيلات متساوية بحيث يكون طول الضلع الأكبر لا يزيد عن 1.5 مرة من طول الضلع الأصغر. إذا كانت المساحة كبيرة (مثال قاعة احتفالات) فإن طول ضلع المربع لا يجب أن يزيد عن ثلاثة أمثال أرتفاع سقف المكان.

على هذا الأساس يتم الاختيار من الكتالوجات ونبين بعضها فى الآتى:

Table 10. 2 بعض خواص الجريلات والمستقبل Girilles & Registers

Table 10. 3 يبين بعض خواص المنافذ السقفية Ceiling diffusers

Table 10. 4 يبين خواص المنافذ السقفية المربعة والمستطيل

Table 10. 5 خواص المنافذ الخطية المشقوقة

> **Example 10.1**
>
> Select a single round ceiling diffuser for a boutique shown in Fig 10.19. the sensible heat load is 5275 W. The supply air temperature difference is 20C°.

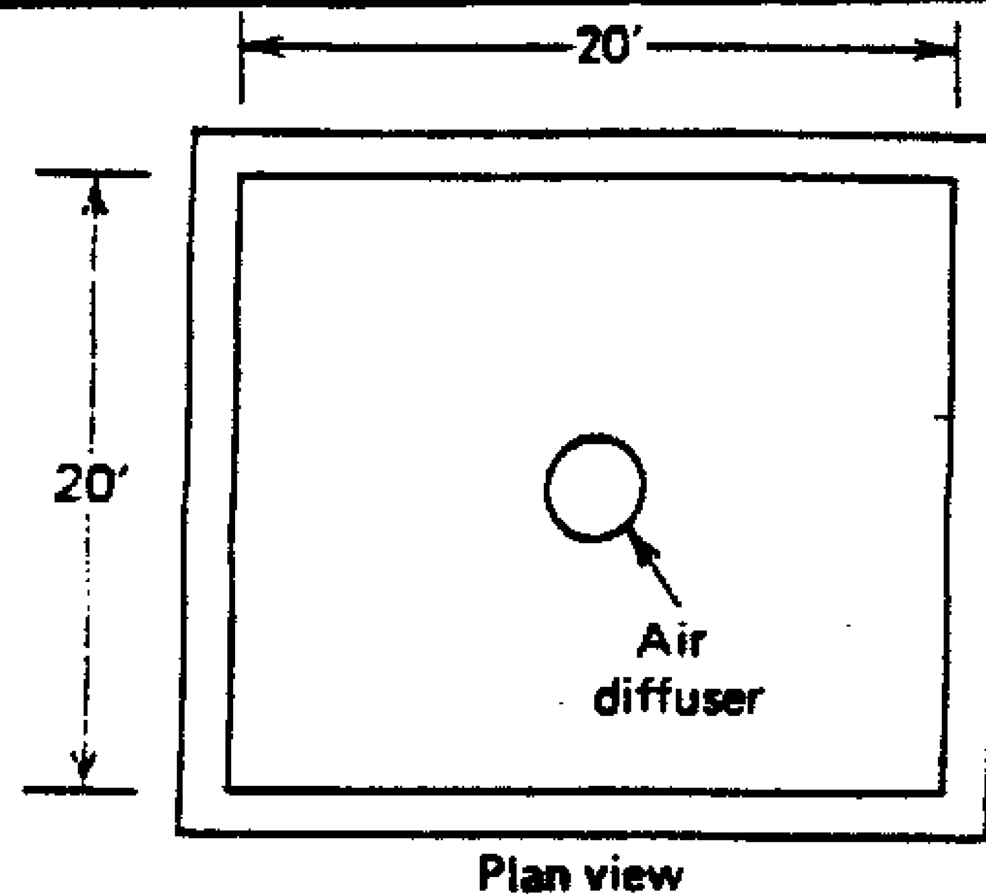


Figure 10.19 Sketch for example 10.1

$Q_a = q_s / \rho c_p . \Delta t$

$= 5275 / (1.2 \times 1.005 \times 20) = 0.219\ m^3/s \approx 463$ CFM

نحدد مستوى الضوضاء NC من Table 10.1 للمحلات العامة NC = (40 – 50),dB

من Fig 10.19 نجد أن نصف-قطر الانتشار أو Throw حوالي 10 ft

من Table10. 3 نختار ناشر DD.7 بالمواصفات الآتية :

Size 8``

Neck area 0.349 F^2 — Air flow rate 490 CFM.

Total pressure drop 0.37 WG = 92 Pa. — Throw 8-13 ft = 2.4 – 3.9 m

NC = 42

Example 10.2

Determine suitable diffuser locations and throw for a room 60ft by 30ft floor plan if 2 or 8 diffusers are to be used.

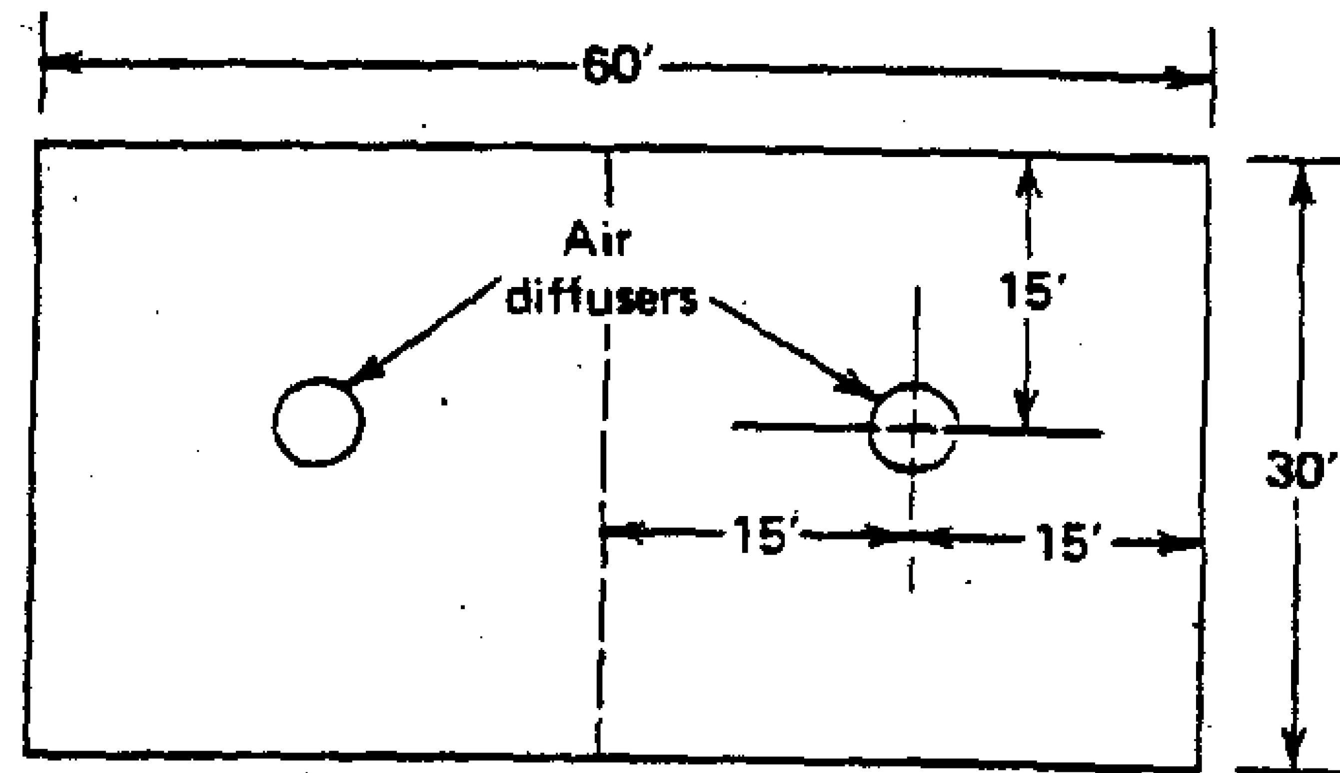


Figure 10.20 Sketch for example 10.2

أولا : من Fig10.20 نحدد مقدار المدى للنواشر وذلك بتقسيم الغرفة إلى مربعين طول ضلع كل منهما 30ft وبالتالي فإن المدى Throw لكل ناشر لا يتعدى 15ft

ثانيا : يتمكن تقسيم كل مربع إلى أربعة مربعات طول ضلع كل منها 15ft ويوضع فى كل مربع ناتج ناشر مقدار المدى له يساوى 7.5ft وبذلك يكون عدد النواشر المستخدمة هى 8 difs هذا بدورة يرفع التكلفة

Problems

10.1 Select a ceiling diffusers (round or square) to deliver 940 L/s in a 9mx 9m classroom .

10.2 A 30 x 15m pharmacy requires 3760L/s of air. Locate and select three ceiling diffuser. Select alternate solution from linear-slot type.

10.3 A restaurant dinning room measures 18x24m and requires 53, kW of sensible cooling load. Determine the number of ceiling diffusers needed for 3.6m ceiling height, and temperature difference of 11C°. if the restaurant had to use high side wall grilles to deliver air from the 18m wall. Select (size and number) for this application. Determine the pressure loss.

10.4 Select a square ceiling diffusers for the building shown in Fig 21 it is a general office space. Dimensions are given in feets.

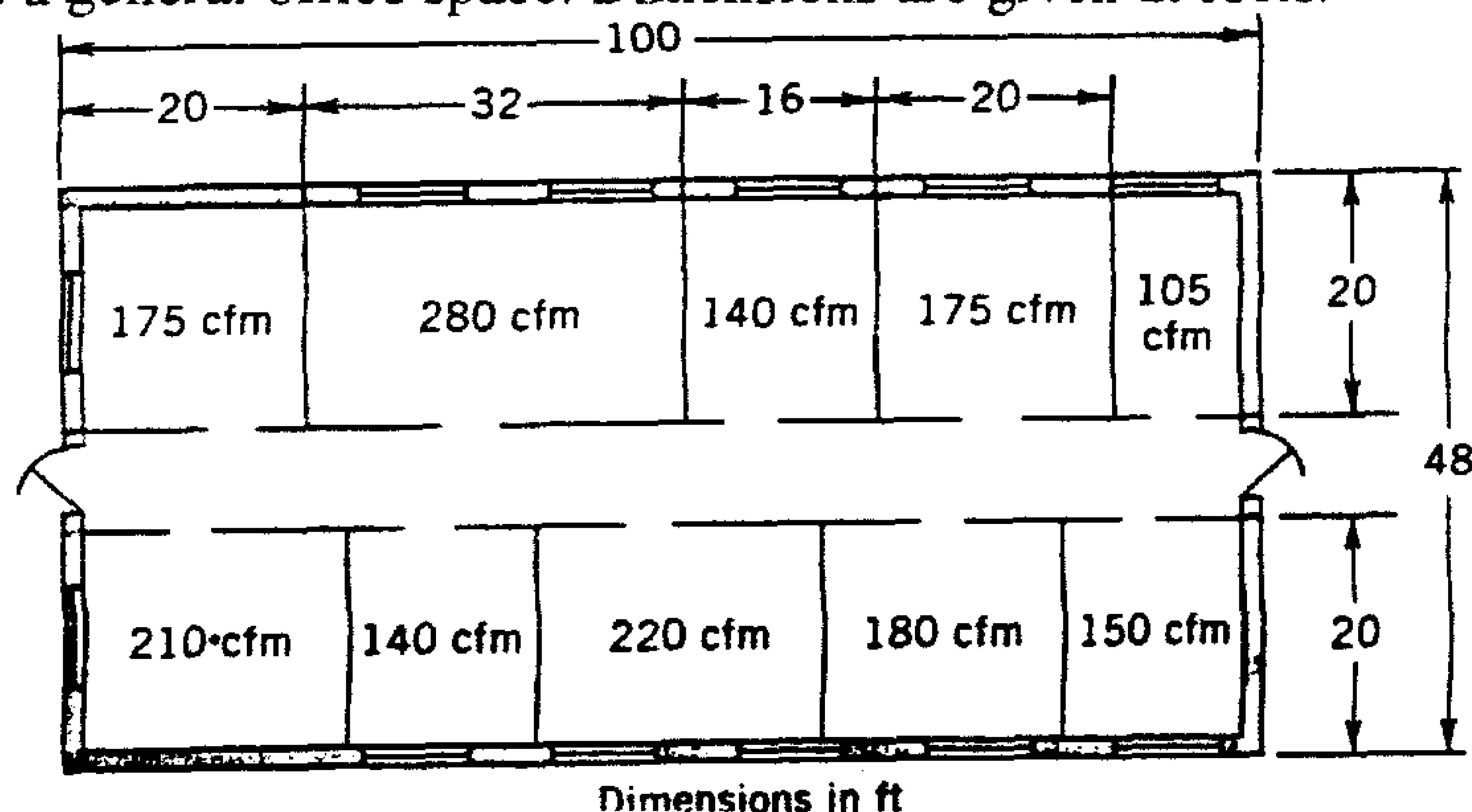


Figure 10.21 Sketch for problem 10.4

10.5 Select grille type diffusers for the room shown in Fig 22 for heating mode. The space requires 850 L/s evenly distributed along the exterior walls. Locate the diffusers on the floor plan.

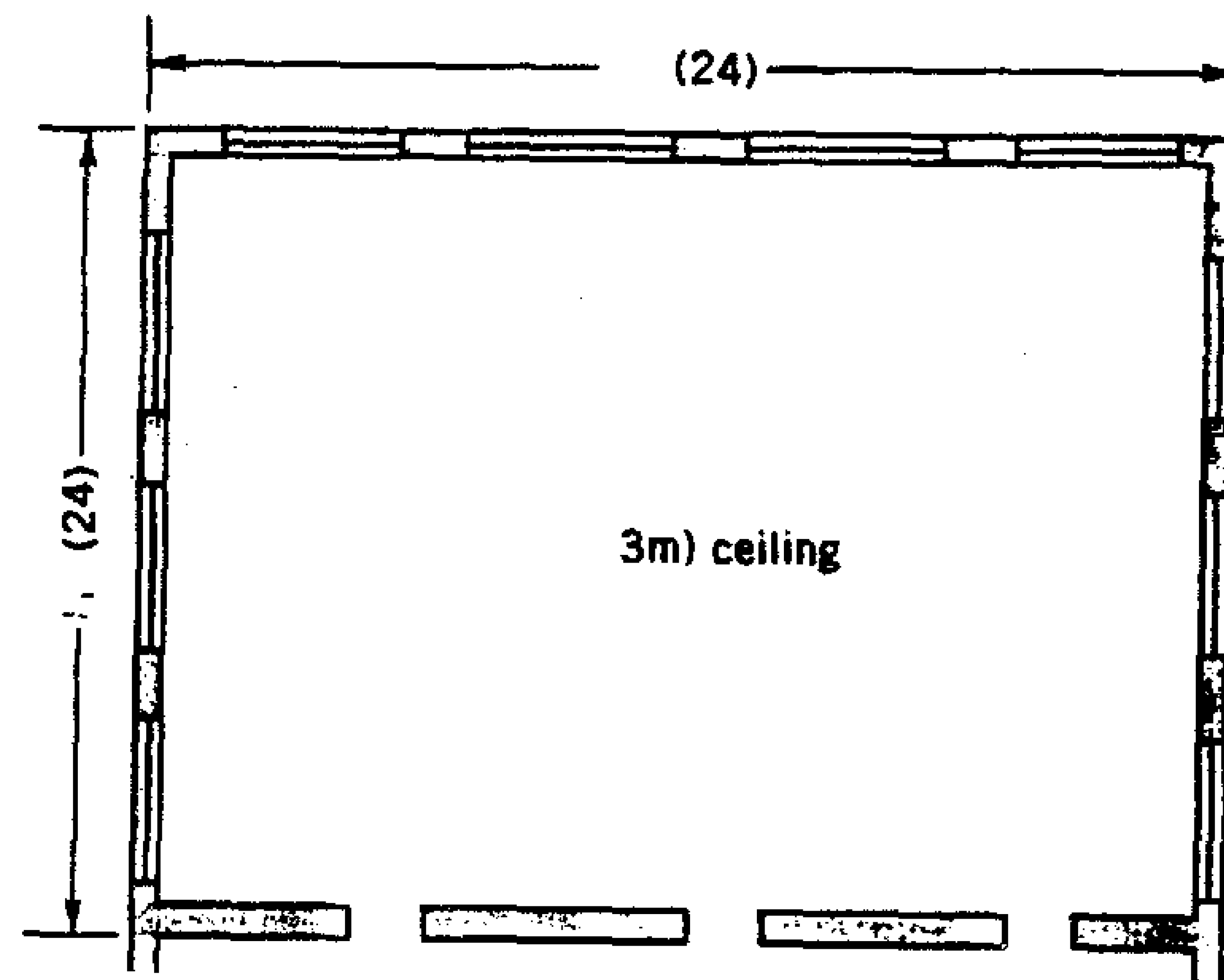


Figure 10.22 Sketch for problem 10.5

Table 10.2 Performance data for supply Grilles & Registers

SIZE (inch)	Velocity (Fpm)		200	300	400	500	600	700
	Static Pressure ("WG)	0	0.0065	0.014	0.025	0.041	0.056	0.08
		22½	0.0085	0.018	0.033	0.053	0.077	0.104
		45	0.0105	0.023	0.041	0.066	0.095	0.13
12 x 6	CFM		100	150	200	250	300	350
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	23	31
	Throw (Ft.)	0	15	17	21	25	28	33
		22½	12	14	17	20	23	26
(Ak = 0.30 ft.²)		45	11	12	14	16	18	21
12 x 8 16 x 6	CFM		133	200	267	333	400	467
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	23	28
	Throw (Ft.)	0	16	18	22	26	30	34
		22½	13	15	19	22	25	28
(Ak = 0.44 ft.²)		45	11	13	16	18	21	24
18 x 6	CFM		150	225	300	375	450	525
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	24	28
	Throw (Ft.)	0	17	19	24	30	36	41
		22½	13	16	21	25	30	35
(Ak = 0.46 ft.²)		45	11	14	18	21	25	29
12 x 10 20 x 6	CFM		167	250	333	417	500	583
	NC		< 20	< 20	< 20	20	25	29
	Throw (Ft.)	0	18	20	25	31	37	42
		22½	14	17	22	26	31	36
(Ak = 0.51 ft.²)		45	12	15	19	22	26	30
12 x 12 18 x 8 24 x 6	CFM		200	300	400	500	600	700
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	21	24
	Throw (Ft.)	0	18	21	28	34	40	44
		22½	14	18	24	29	34	40
(Ak = 0.68 ft.²)		45	12	16	20	24	28	32
16 x 10 20 x 8	CFM		222	333	444	556	667	778
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	20	23
	Throw (Ft.)	0	19	22	29	36	42	46
		22½	14	18	24	30	35	41
(Ak = 0.79 ft.²)		45	12	16	20	25	29	33
18 x 10 30 x 6	CFM		250	375	500	625	750	875
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	22	28
	Throw (Ft.)	0	19	21	29	36	42	46
		22½	14	18	25	30	35	42
(Ak = 0.88 ft.²)		45	12	16	21	25	29	33
16 x 12 20 x 10 24 x 8	CFM		278	417	556	694	833	972
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	20	26
	Throw (Ft.)	0	19	24	32	39	45	49
		22½	14	20	27	32	37	43
(Ak = 1.0 ft.²)		45	12	17	23	26	30	34
16 x 14 18 x 12 36 x 6	CFM		300	450	600	750	900	1050
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	23	28
	Throw (Ft.)	0	19	24	32	39	46	51
		22½	14	20	27	32	37	43
(Ak = 1.14 ft.²)		45	12	17	23	26	30	34

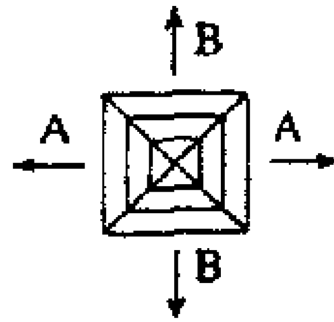
Table 10.3 Performance data for Round ceiling diffuser

SUPPLY AIR ROUND CEILING DIFFUSERS DD-7

Basic Performance Data

Neck Size (Inches)	Neck Area (Ft²)	Area Factor (Ft²)	Neck Velocity (FPM)	300	400	500	600	700	800	1000	1200	1400	1600
			Velocity Pressure (Inches W.G.)	0.007	0.011	0.016	0.023	0.031	0.041	0.064	0.091	0.123	0.161
6"	0.196	0.13	Air Flowrate (CFM)	60	80	100	120	135	155	195	235	275	315
			Total Press. Drop	0.025	0.041	0.061	0.082	0.106	0.132	0.201	0.282	0.380	0.480
			Throw (Ft)	3-5	3-6	3-6	4-6	4-6	4-6	5-7	5-7	6-8	7-10
			NC	<20	<20	<20	<20	<20	25	30	35	39	45
8"	0.349	0.22	Air Flowrate (CFM)	105	140	175	210	245	280	350	420	490	560
			Total Press. Drop	0.021	0.032	0.052	0.071	0.100	0.122	0.183	0.271	0.370	0.480
			Throw (Ft)	4-6	4-6	5-7	6-8	6-8	6-8	7-10	7-11	8-13	9-14
			NC	<20	<20	<20	20	25	29	33	38	42	46
10"	0.545	0.25	Air Flowrate (CFM)	165	220	275	325	380	435	545	655	765	870
			Total Press. Drop	0.040	0.061	0.092	0.122	0.181	0.242	0.361	0.500	0.710	0.950
			Throw (Ft)	4-6	6-9	7-10	7-10	7-11	8-13	9-14	10-16	12-18	15-22
			NC	<20	<20	<20	21	26	30	34	39	43	47
12"	0.785	0.38	Air Flowrate (CFM)	225	315	395	470	550	630	785	940	1100	1255
			Total Press. Drop	0.026	0.041	0.072	0.101	0.152	0.201	0.313	0.490	0.670	0.870
			Throw (Ft)	6-8	7-10	7-11	7-11	8-13	9-14	10-16	14-21	15-23	19-27
			NC	<20	<20	<20	22	28	32	36	41	45	48
14"	1.07	0.50	Air Flowrate (CFM)	320	430	535	640	750	855	1070	1285	1500	1710
			Total Press. Drop	0.034	0.051	0.080	0.112	0.156	0.201	0.313	0.460	0.600	0.800
			Throw (Ft)	6-8	8-13	9-15	10-16	11-17	12-18	15-23	19-2	19-27	21-31
			NC	<20	<20	<20	24	29	33	37	42	46	49
16"	1.40	0.59	Air Flowrate (CFM)	420	560	700	840	980	1120	1400	1680	1960	2240
			Total Press. Drop	0.043	0.075	0.106	0.140	0.202	0.262	0.413	0.593	0.800	0.980
			Throw (Ft)	7-11	9-14	9-15	11-17	12-18	15-23	16-25	19-27	21-31	25-36
			NC	<20	<20	20	25	30	34	38	43	47	50
18"	1.77	0.75	Air Flowrate (CFM)	530	710	885	1060	1240	1415	1770	2125	2480	2830
			Total Press. Drop	0.033	0.052	0.082	0.113	0.166	0.220	0.350	0.530	0.710	0.950
			Throw (Ft)	8-13	9-14	10-16	12-18	14-12	17-24	19-27	21-31	22-33	26-38
			NC	<20	<20	21	26	31	35	39	44	48	51
20"	2.18	0.96	Air Flowrate (CFM)	660	850	1100	1300	1530	1750	2150	2650	3050	3500
			Total Press. Drop	0.040	0.065	0.092	0.131	0.182	0.251	0.450	0.640	0.820	0.930
			Throw (Ft)	8-14	11-16	14-20	17-21	19-25	22-28	29-34	34-40	41-47	43-50
			NC	<20	<20	21	27	32	36	40	45	49	52
24"	3.14	1.23	Air Flowrate (CFM)	940	1250	1570	1850	2200	2500	3130	3850	4320	4950
			Total Press. Drop	0.045	0.070	0.105	0.135	0.195	0.265	0.460	0.690	0.790	0.960
			Throw (Ft)	10-15	14-20	17-23	20-26	24-30	27-34	35-41	43-50	46-52	51-58
			NC	<20	<20	22	28	33	37	41	46	50	53

Table 10.4 Performance data for square & Rectangular diffusers



Square & Rectangular Neck

NECK	A B	A B	A B	A B	A B	A B	A B
VELOCITY	250	300	400	500	600	700	800
Δ P (S)	0.018	0.026	0.046	0.072	0.104	0.142	0.186

SIZE	NECK AREA	PATTERN	CFM	63	75	100	125	150	175	200	SI
			S.NC	<18	<18	19	23	27	32	36	
6		DD-64S	SCFM	16 16	19 19	25 25	31 31	37 37	44 44	50 50	
			THROW	4-7	5-9	6-11	8-12	9-13	10-14	11-15	
x	0.25	DD-63S	SCFM	24 16	28 19	38 25	47 31	52 37	66 44	75 50	
			THROW	6-12 4-7	7-13 5-9	9-14 6-11	11-15 8-12	12-16 9-13	13-17 10-14	14-19 11-15	
6		DD-62S	SCFM	- 32	- 38	- 50	- 63	- 75	- 88	- 100	
			THROW	8-12	9-13	11-15	12-17	14-19	14-20	15-21	
		DD-61S	SCFM	- 63	- 75	- 100	- 125	- 150	- 175	- 200	
			THROW	13-17	14-19	15-12	16-22	17-24	18-26	19-28	

SIZE	NECK AREA	PATTERN	CFM	140	169	225	281	338	394	450	S
			S.NC	<18	18	22	27	31	37	40	
9		DD-64S	SCFM	35 35	42 42	56 56	70 70	84 84	98 98	112 112	
			THROW	7-12	8-13	10-14	12-16	13-17	14-18	15-19	
x	0.56	DD-63S	SCFM	53 35	63 42	84 56	105 70	127 84	148 98	169 112	
			THROW	10-14 7-12	11-15 8-13	13-17 10-14	14-18 12-16	15-20 13-17	16-22 14-18	17-24 15-19	
9		DD-62S	SCFM	- 70	- 85	- 113	- 141	- 168	- 197	- 225	
			THROW	12-16	13-17	15-19	16-21	17-24	18-26	19-27	
		DD-61S	SCFM	- 140	- 169	- 225	- 281	- 338	- 394	- 450	
			THROW	16-22	17-24	19-27	20-29	22-31	23-32	25-34	

SIZE	NECK AREA	PATTERN	CFM	250	300	400	500	600	700	800	S
			S.NC	<18	20	26	31	35	40	44	
12		DD-64S	SCFM	63 63	75 75	100 100	125 125	150 150	175 175	200 200	
			THROW	11-15	12-16	14-18	15-20	16-22	17-23	18-24	
x	1.0	DD-63S	SCFM	94 63	112 75	150 100	188 125	225 150	263 175	300 200	
			THROW	13-17 11-15	14-19 12-16	16-22 14-18	17-23 15-20	19-25 11-22	20-27 17-23	21-29 18-24	
12		DD-62S	SCFM	- 125	- 150	- 200	- 250	- 300	- 350	- 400	
			THROW	15-20	16-22	18-24	19-28	21-29	21-31	24-33	
		DD-61S	SCFM	- 250	- 300	- 400	- 500	- 600	- 700	- 800	
			THROW	19-28	21-29	24-33	26-36	28-38	29-41	30-44	

SIZE	NECK AREA	PATTERN	CFM	390	469	625	781	938	1095	1250	S
			S.NC	19	22	28	33	37	44	49	
15		DD-64S	SCFM	98 98	117 117	156 156	195 195	234 234	273 273	312 321	
			THROW	14-18	16-19	18-22	19-24	20-27	21-28	22-29	
x	1.56	DD-63S	SCFM	146 98	176 117	234 156	293 195	352 234	411 273	469 312	
			THROW	17-21 14-18	18-23 16-19	20-27 18-22	21-28 19-24	22-30 20-27	23-32 21-28	23-33 22-29	
15		DD-62S	SCFM	- 195	- 235	- 313	- 391	- 469	- 548	- 625	
			THROW	19-24	20-27	22-29	22-31	23-33	24-35	26-39	
		DD-61S	SCFM	- 390	- 469	- 625	- 781	- 938	- 1095	- 1250	
			THROW	22-31	23-33	26-39	27-42	29-46	30-48	32-51	

SIZE	NECK AREA	PATTERN	CFM	562	675	900	1125	1350	1575	1800	S
			S.NC	< 18	24	30	35	40	45	51	
18		DD-64S	SCFM	141 141	168 168	225 225	281 281	337 337	394 394	450 450	
			THROW	17-22	20-23	22-27	23-29	25-31	26-32	28-33	
x	2.25	DD-63S	SCFM	211 141	253 168	338 225	422 281	506 337	591 394	675 450	
			THROW	22-27 17-22	22-28 20-23	25-31 22-27	27-32 23-29	28-33 25-31	29-35 26-32	30-36 28-32	
18		DD-62S	SCFM	- 281	- 338	- 450	- 563	- 675	- 788	- 900	
			THROW	23-29	25-31	28-33	28-34	30-36	31-38	32-40	
		DD-61S	SCFM	- 562	- 675	- 900	- 1125	- 1350	- 1575	- 1800	
			THROW	28-34	30-36	32-40	33-43	35-47	36-50	38-54	

NOTES:
SIZE: Is the nominal neck size in inches.
NECK AREA: Is in square feet.
PATTERN: Is flow pattern as detailed previously.
Δ P (S): Supply pressure drop in inches W.G.
SCFM: Side CFM
THROW: In feet corresponding to 100 & 50 FPM terminal velocity.
S.NC: Room NC for supply based on 8 db room effect.

B. Supply linear slot diffusers with 1" slot width

	Number of Slots							
	1	2	3	4	5	6	7	8
CFM/Ft	10	20	30	40	50	60	70	80
Throw	4-7	7-11	7-13	8-15	9-17	11-19	11-21	12-22
NC	<20	<20	<20	<20	<20	<20	<20	<20
CFM/Ft	15	30	45	60	75	90	105	120
Throw	5-9	8-14	10-18	11-20	13-23	14-26	16-27	17-30
NC	<20	<20	<20	<20	21	22	24	26
CFM/Ft	20	40	60	80	100	120	140	160
Throw	8-12	9-19	13-23	15-26	17-29	19-32	21-34	23-36
NC	<20	21	23	25	26	27	28	30
CFM/Ft	25	50	75	100	125	150	175	200
Throw	9-14	12-21	16-25	20-30	21-31	24-36	27-38	29-40
NC	24	25	26	28	30	31	32	33
CFM/Ft	30	60	90	120	150	180	210	240
Throw	11-17	14-23	18-28	23-32	24-34	27-39	30-40	32-44
NC	27	29	30	32	34	35	36	37
CFM/Ft	35	70	105	140	175	210	245	280
Throw	12-18	16-25	21-32	24-36	26-38	30-43	32-46	33-48
NC	30	32	34	36	38	39	40	41
CFM/Ft	40	80	120	160	200	240	280	320
Throw	14-20	18-28	23-34	25-38	28-42	31-46	34-50	36-52
NC	33	35	37	39	40	41	43	45
CFM/Ft	45	90	135	180	225	270	315	360
Throw	15-22	20-30	25-38	26-40	30-44	34-49	36-52	37-56
NC	35	38	40	43	45	46	47	49
CFM/Ft	50	100	150	200	250	300	350	400
Throw	16-24	24-32	29-39	27-43	34-49	36-53	38-56	39-60
NC	39	41	44	46	- 48	50	52	54

Table 8. Performance data for supply linear slot diffusers with 1" slot width.

NOTE :

- Throw data (Ft) is based on terminal velocities of 100 & 50 FPM for horizontal discharge.
- NC values are for horizontal discharge. For vertical discharge subtract (5) from NC values.
- NC values are for 4 Ft long unit and assume room attenuation 10-db.

11

أنظمة تكييف الهواء

AIR - CONDITIONING SYSTEM

مقدمة — General

وظيفة تكييف الهواء هي معالجة الهواء بحيث تحقق ظروف الراحة للإنسان وتحقيق أفضل الظروف للإنسان والمعدات لتحقيق أفضل انتاجيه . ولهذا فإن تكييف الهواء الكامل على مدار العام يعني المحافظة والتحكم في درجة الحرارة ونسبة الرطوبة وتزويد المكان بكمية هواء نقي مناسبة والمحافظة على مستوى منخفض من الإزعاج بحيث تتحقق ظروف الراحة .

في العادة فإن أنظمة تكييف الهواء تعمل على تسخين وترطيب الهواء شتاءا أما في الصيف فتعمل على تبريد الهواء وإزالة رطوبته .

11.1 تصنيف أنظمة تكييف الهواء

11.1 Classification Air Conditioning System

أولا: *طبقا لنوع المائع المستخدم وهو الماء أو الهواء إلى : -*

- أنظمة هواء كلي **All air system**
- أنظمة ماء كلي **All- water system**
- أنظمة هواء– ماء **Air - water combination system**

ثانيا *: طبقا لطريقة التجميع يمكن تقسيمها إلى : -*

* **أنظمة مجمعة Packaged together أو أنظمة متكاملة Unitary System** وفيها يتم تجميع جميع عناصر أنظمة التكييف (التي سنبينها لاحقا) في هيكل واحد داخل صندوق Case.

* **أنظمة تكييف مركزي** وفيها يتم تجميع مكوناته الاساسية وملحقاته مثل محطة التبريد) (Chiller أو محطة التسخين (Boiler) وتعمل كوحدة قائمة بذاتها وتمدان وحدة مناولة الهواء Air - handling unit أما بالمائع البارد أو الساخن حسب الحاجة .

النظام الكامل The complete System هو الذي يحتوي على كل العناصر التى تقوم بجميع **عمليات معالجة الهواء** : تنقيـــة ، تبريد ، تسخين ، ترطيـــب ، وإزالة رطوبة وتوزيع الهواء . Fig11.1

* **مـــائع التـــبريد Cooling fluid** : قد يكون ماءا مثلجا Chilled water أو في صورة مركـــب تـــبريد Refrigerant. كـــلا المائعيـــن يتم تبريدهما فى محطة تبريد جرى العرف على تســـميتها Chiller أمـــا الحـــرارة فتطرد في الجو عن طريق برج التبريد Cooling tower أو المكثف التبخيري Evaporative - condenser أو مكثف هوائيAir-cooled condenser

* **مـــائع التسخين Heating fluid**. قد يكون ماءا ساخنا أو بخارا ساخنا يأتي إلى ملفات التســـخين Heating coil مـــن الغلايـــة . أو محول Converter . وقود التسخين قد يكون غاز طبيعيا أو وقودا سائلا أو فحم .

* **المرطب Humidifier** . يزود بماء رش Sprayed water أو بخار ماء قادم من الغلاية . يفضل دائما بخار الماء لنقاوته عن الماء .

* **مروحة التغذية Supply fan** وهي ضرورية لدفع الهواء خلال المسالك وإلى معدات توزيع الهواء في الغرف .

* **ملفات التبريد Cooling coil** وهي تعمل على تبريد الهواء وإزالة رطوبته بواسطة مركب التبريد المار خلالها إذا كانت فى وحدات مجمعة أو ماء مثلج أو وسيط تبريد (محلول ملحي Secondary refrigerant) في حالة التكييف المركزي .

* **ملفات تسخين متأخر Re-heating coil** يعمل هذا السخان على رفع درجة حرارة الهواء البارد (نتيجة عملية التبريد وإزالة الرطوبة صيفا) ليجعله مناسبا لظروف الراحة . أو عندما ينخفض الحمل الحراري على الغرفة إلى أقل من ظروف التصميم وكما يستخدم للتحكم في الرطوبة النسبية.

* **السخان المتقدم Pre-heating coil** يستخدم في المناطق الباردة وذلك حتى يحول دون تجميد المياه في المواسير عند مرور هواء عليها ذو درجة حرارة اقل كثيرا من الصفر المئوي . وجود هذا السخان أختياري للمناخ المعتدل و في حالة التدفئة يستخدم كل من السخان المتقدم والمتأخر .

* **مروحة الراجع Return air fan** تقوم بسحب الهواء من الغرف وتدفعه من خلال أنظمة الراجع أو إلى وحدة التكييف المركزي وتطرد مقدار الربع تقريبا .

* **أنظمة المسالك Ducting system** يتم تصميم هذا النظام في الغالب بحيث يأخذ جزء كبيرا من الهواء الراجع حوالي 75% مع 25% من الهواء الخارجي لمعالجته . أما نسبة 25% من الهواء الراجع فتطرد . في بعض الاحيان قد يتطلب الأمر هواء خارجي بنسبة 100% هذا سوف ينتج عنه حمل حراري كبير.

* **الفلتر Filter** يستخدم لتنقية الهواء من الاتربة والجراثيم والملوثات .

* **الإمرار الجانبي By- pass** وللتحكم في رطوبة الهواء يستخدم الامرار الجانب حيث تتحكم مجموعتين من البوابات Dampers واحدة لإمرار هواء على ملفات التبريد حيث يبرد وتزال رطوبته وتقوم الأخرى بإمرار هواء دون ملامسة ملفات التبريد بعدها يخلط التياران فتعطى نسبة الرطوبة المطلوبة .

* **المـــنطقة Zone** هـــي عـــبارة عـــن فراغ خاضع للتكييف. هذا الفراغ قد يكون غرفة أو عدة غـــرف ذات درجـــة حـــرارة ونســـبة رطوبة واحدة ويتم التحكم في درجة حرارتها بواسطة متحكم حـــرارة واحـــد Thermostat. هـــذا الثرموســـتات يشـــعر بدرجة حرارة المنطقة ويرسل إشارة تصـــحيح فـــي حـــال إذا كانت درجة حرارة المنطقة تختلف عن المدى المضبوطة عليه في بعض الحالات الخاصة قد يتم التحكم في الرطوبة بواسطة متحكم الرطوبة الهميدستات Humidistat.

معدات مناولة الهواء Air handling equipment .

يقوم صانعوا معدات تكييف الهواء بتجميع العناصر الرئيسية لمعدات معالجة الهواء مثل المرشح Filter السخان المتقدم Pre-heater coil ملفات التبريد Cooling coil ملفات السخان المتأخر Re-heating coil ، المرطب Humidifier ومروحة التغذية Supply fan

وبوابات التحكم Controlling damper داخل هيكل معدنى يسمى بما يحتويه **وحدة مناولة الهواء Air handling unit** اختصارا (AHU).

وسنشرح فيما يلى انظمة تكييف الهواء مع الأخذ فى الأعتبارات تعريف بعض الاختصارات على الرسومات وهى :

OA	هواء خارجى	Outside Air
SA	هوا تغذية	Supply Air
RA	هواء راجع	Return Air
MA	هواء مخلوط	Mixed Air
CWS	مياه تغذية باردة	Chilled water supply
CWR	مياه راجع باردة	Chilled water return
HWS	مياه تغذية ساخنة	Hot water supply
HWR	مياه راجعة ساخنة	Hot water return
F	مرشح	Filter
CC	ملفات تبريد	Cooling coil
PH	سخان متقدم	Preheat coil
RH	سخان متأخر	Reheat coil

11.2 أنظمة هواء كلى *11.2 All Air Systems*

جوهر هذه الأنظمة يتمثل فى أنها تقوم بتوزيع هواء فقط فى الفراغات المراد تكيفها بعض هذه الأنظمة سيتم استعراضها مع بيان مجالات تطبيقها.

11.2.1 نظام المنطقة الواحدة *11.2.1 Single zone system*

أبسط أنظمة الهواء الكلى هو ما يخدم منطقة واحدة ويمكن وضع وحدة المناولة أما داخل المنطقة أو أن يتم تشغيلها عن بعد ويمكن أن تعمل مع أو بدون مسالك. والتحكم فى عمل وحدة المناولة يتم بواسطة ترموستات واحد يخدم المنطقة لتحقيق ظروف واحدة أما فى غرفة واحدة أو عدة غرف.

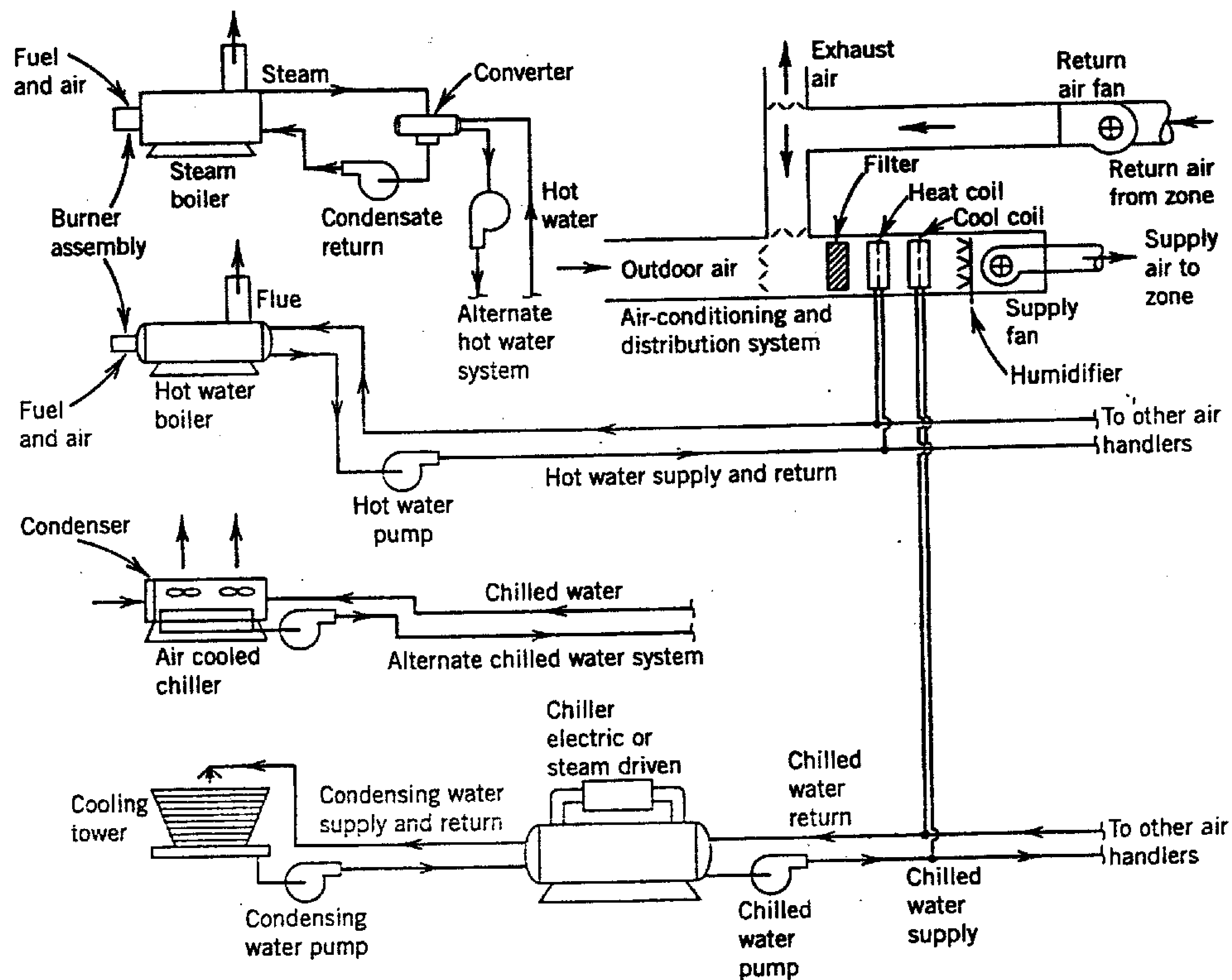


Figure 11.1 Flow diagram an air- conditioning system

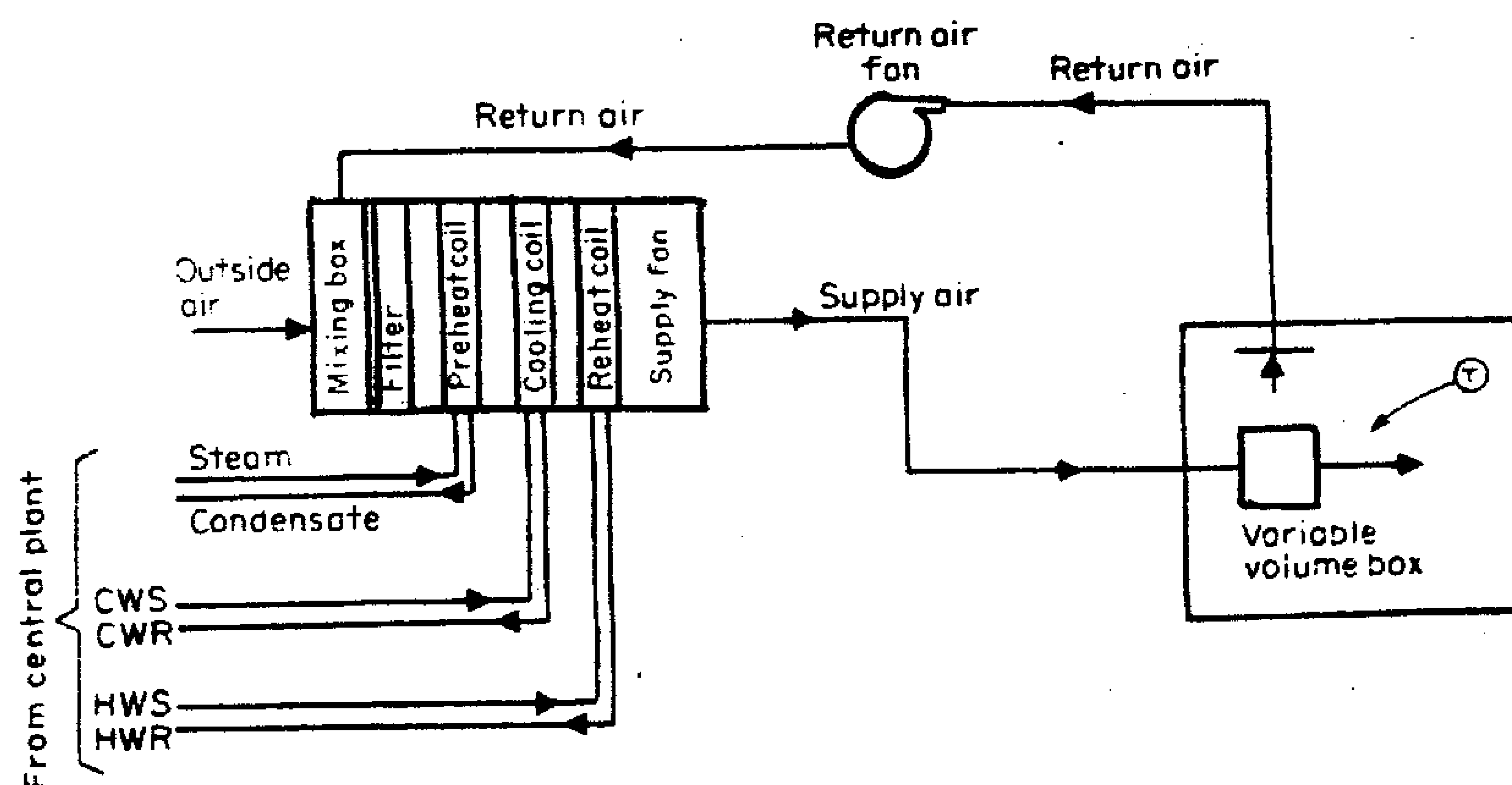


Figure 11.2 Variable air volum and constant temperature A/C. system.

11.2.1.1 نظام حجم الهواء المتغير وثبات درجة الحرارة

11.2.1.1 Variable air volume and constant temperature system

يستخدم هذه النظام أساس في الأماكن ذات حمل ثابت نسبيا ويستخدم في اشغالات المصالح الأدارية والمحلات العامة ، حيث يمكن المحافظة على درجة الحرارة ثابتة داخل هذه الأماكن وذلك بتغيير حجم هواء التغذية طبقا للحمل الحرارى.

كما هو مبين فى Fig 11.2 فإن الهواء الخارجى يخلط مع الهواء الراجع فى صندوق الخلط حسب النسب المطلوبة ثم يمرر على الفلتر لتنقيته ثم على السخان المتقدم Pre-heater أو ملفات التبريد Cooling coil والسخان المتأخر Re-heater طبقا للحاجة إذا كانت تبريد أو تدفئة ثم تقوم المروحة بدفعة فى مسلك واحد إلى غرفة أو عدة غرف ذات درجة حرارة ونسبة ورطوبة واحدة.

فى هذا النظام Fig 11.2 نجد أن طبقا للحمل الحرارى فإن ترموستات الحجم (T) يقوم بتشغيل صمام جريلة صندوق الحجم المتغير ليسمح بتدفق كمية هواء معينة بالمرور. فى هذا النظام يمكن استخدام ترموستات واحد لتشغيل صمامات عدة غرف.

مميزات النظام

1- اقتصادى فى التشغيل حيث ان حجم الهواء يتناقص مع الحمل الحرارى. مما يقلل من استهلاك الطاقة.

2- عند استخدام هذا النظام للتدفئة يستخدم كل من السخان المتقدم Pre-heater والسخان المتأخر Re-heater

11.2.1.2 نظام التسخين الطرفى — *11.2.1.2 Terminal re-heat system*

نظام التسخين الطرفى هو تطوير للنظام المنطقة الواحدة حيث يسمح هذا النظام بإدخال هواء إلى غرفة أو عدة غرف ذات أحمال حرارية مختلفة. ومن كلمة إعادة تسخين فإنها تعنى عملية ثانوية لمعالجة الهواء بعد المعالجة الأولى فى وحدة مناولة الهواء المركزية .

فى هذا النظام فإن الهواء الخارجى Outside Air يخلط مع الهواء الراجع Return Air فى صندوق الخلط Fig 11.3 Mixing Box ثم يمر على المرشح Filter لتنقيته ثم يخضع بعد

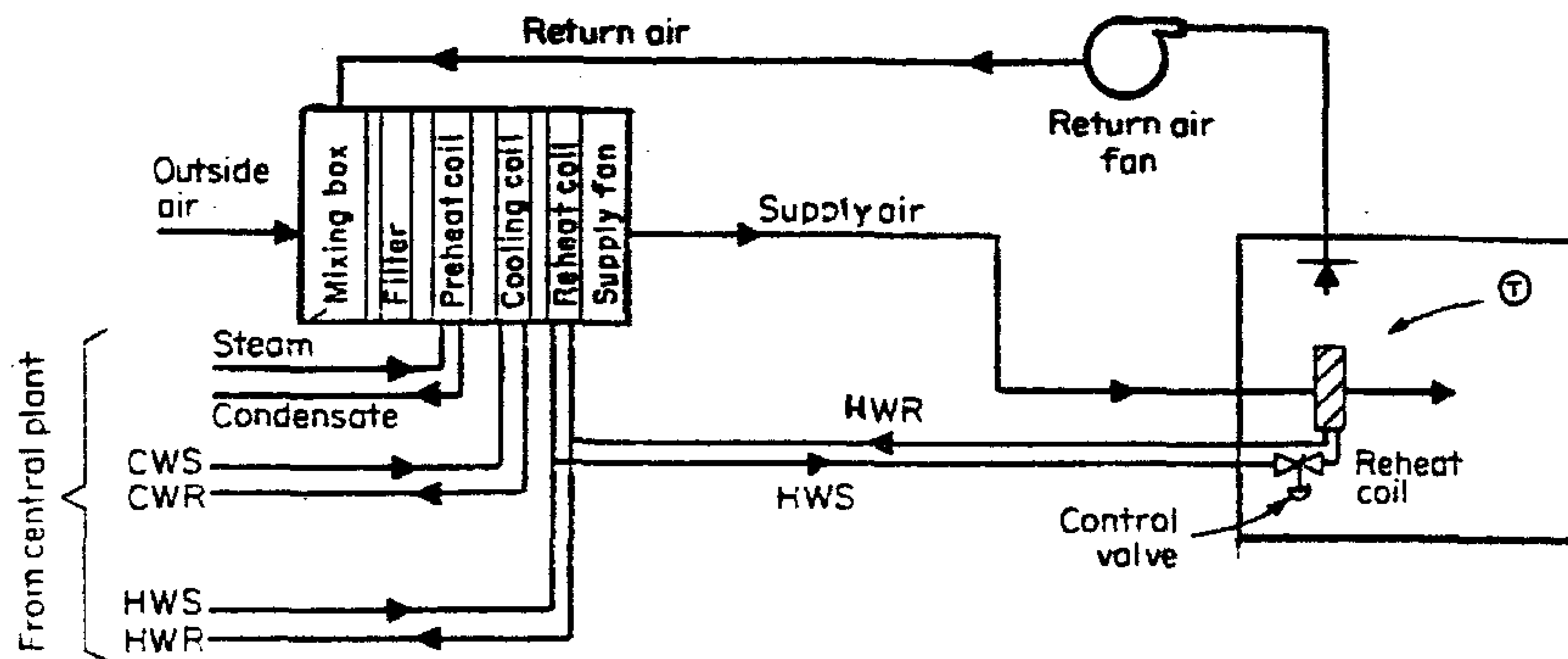


Figure 11.3 Single duct system with reheat.

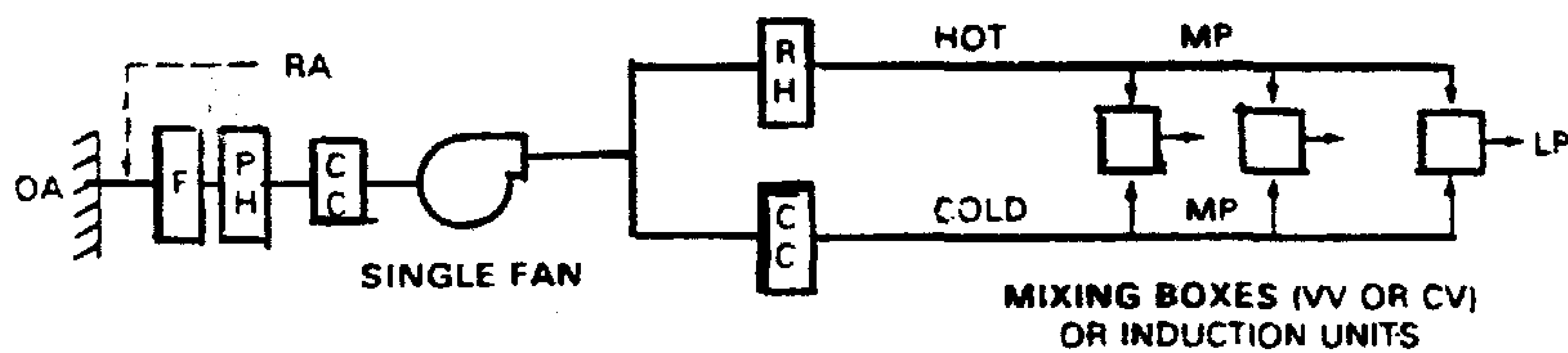


Figure 11.4 Dual- duct system.

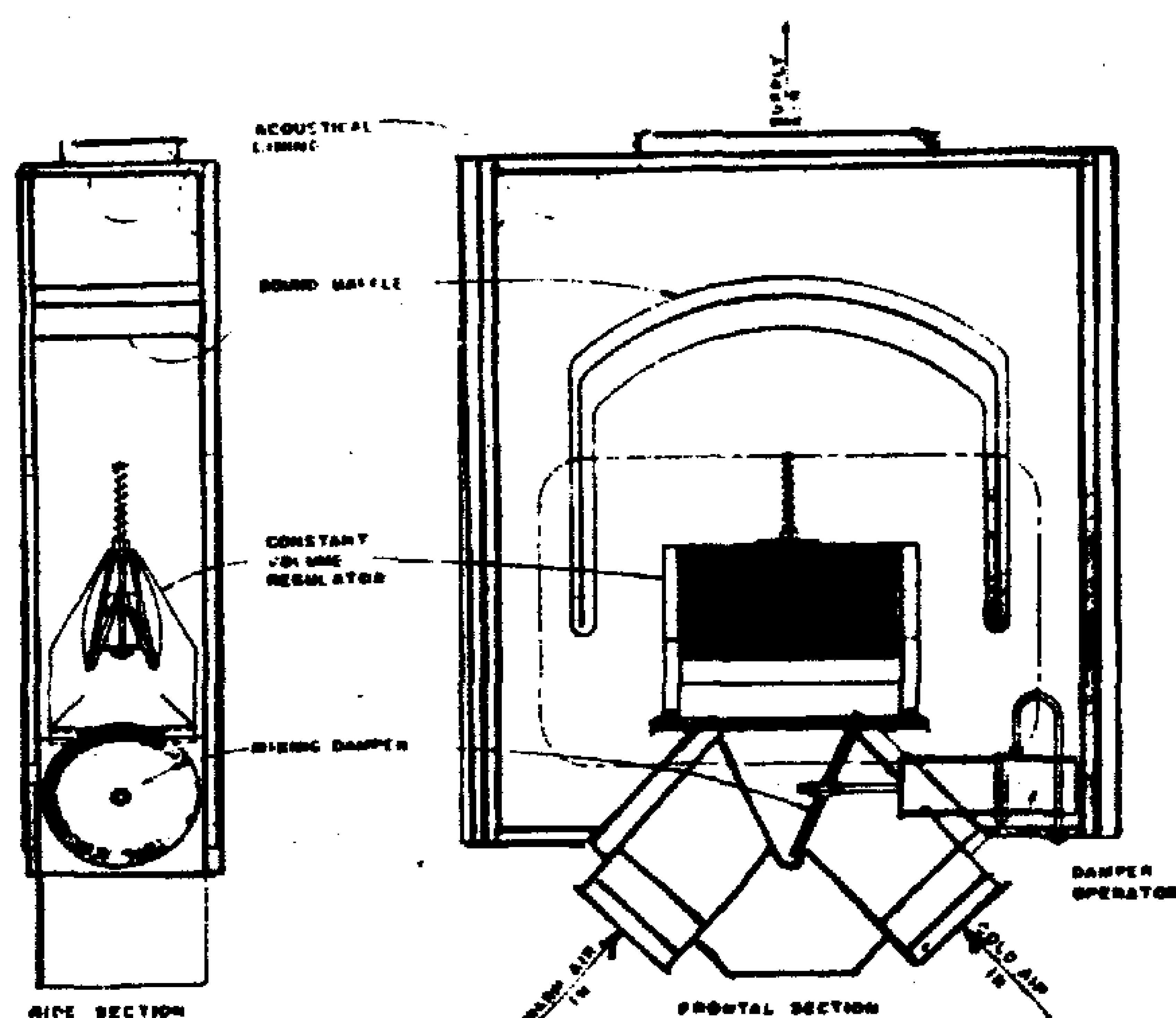


Figure 11.5 Dual – duct mixing box.

ذلـــك أما للتسخين أو للتبريد طبقا للإحتياجات ثم تقوم مروحة التغذية Supply fan بدفعه خلال مســـلك واحـــد إلى غرفة أو عدة غرف . كل غرفة مزودة بملفات تسخين Reheating coil. كل غـــرفة مـــزودة بترموستات يعمل على تشغيل صمام تحكم لدخول ماء تغذية ساخن H W S قادم مـــن المحطـــة المركـــزية ويعـــود إلـــيها في خط ماء ساخن راجع H W R ومن ذلك يتضح إن معالجـــة الهـــواء لمعادلـــة الحمل الحراري تدفئة أو تبريد تتم في المحطة المركزية بصورة اساسية امـــا التســـخين الطرفـــي فـــإن الهـــدف مـــنه هو المعالجة الثانوية للوصول بحالة الهواء للظروف المطلوبـــة للغـــرفة بصـــرف الـــنظر عما هو مطلوب في الغرف الأخرى. وعلى ذلك فليست هناك حاجة لتقسيم الغرف إلى مناطق .

هـــذا الـــنظام يســـتخدم في المباني ذات اعداد قليلة أو متوسطة من الغرف ذات حمل حراري كامن Latent heat كبـــير أو معـــامل حـــرارة محسوســـة S H F مـــنخفض ويستخدم أيضا في المعامل حيث يغلب استخدام هواء خارجي كلي بنسبة 100%

مميزات النظام

1- ليس هناك داع لتقسيم المسالك إلى مناطق حيث الضبط النهائي يتم في الغرفة نفسها .

2- التحكم في درجة حرارة الهواء يتم بواسطة منظم حرارة إما يدويا أو آليا .

3- عمل هذا النظام يقلل من الضوضاء نتيجة لمرور الهواء في المسالك .

عيوب النظام

استخدام طاقة كبيرة نسبيا لذلك لا يلجأ إليه إلا في الحالات الخاصة .

11.2.2 نظام المسالك الثنائية — *11.2.2 Dual duct system*

في هذا النظام Fig 11.4 كالانظمة السابقة فإن الهواء الخارجي Outside air يخلط مع الهواء الراجع Return air في صندوق الخلط ثم يمرر على المرشح Filter ثم يمر على المروحة التي تدفعه في مسلكين مسلك ساخن Hot duct ومسلك بارد Cold duct. المسلك الساخن مزود بملفات تسخين Heating coil لتسخين الهواء المار عليها. والمسلك البارد مزود بملفات تبريد لتبريد الهواء المار عليها. لكل منطقة يوجد لها صندوق خلط يقوم بخلط الهواء من المسلك البارد والمسلك الساخن بنسب معينة بحيث تناسب حالته بعد الخلط ظروف

الراحة في المكان وفي Fig 11.4 يبين نقط ثلاثة صناديق خلط تخدم ثلاث مناطق يمكن زيادتها حسب الحاجة .

أحد طرازات صناديق الخلط مبينة في Fig 11.5. هذا الصندوق مزود بفتحات موصلة بالمسلكين البارد والساخن عن طريق وصلات مرنة ويبين Fig 11.6 طرق توصيل هذا الصندوق مع المسلكين للأنظمة المختلفة حيث :

1- بعد خلط الهواء في الصندوق يخرج مسلك ذو سرعة منخفضة وتخرج منه وصلات مرنة يركب عليها ناشر دائري Round diffuser .

2- يخرج من الصندوق وصلات يركب عليها ناشر مربع Square diffuser .

3- يركب الناشر مباشرة على الصندوق

يستخدم هذا النظام بصورة واسعة في المكاتب ، الفنادق ، المستشفيات ، المدارس ، والمعامل الكبيرة وهذه الأماكن كلها تتفق في انها ذات حمل حراري محسوس دائم التغيير .

مميزات النظام

1- إمكانية التحكم في درجة حرارة الغرفة بصورة جيدة مع التغير الدائم للحمل الحراري . وذلك بضبط الترموستات على درجة حرارة واحدة طوال العام .

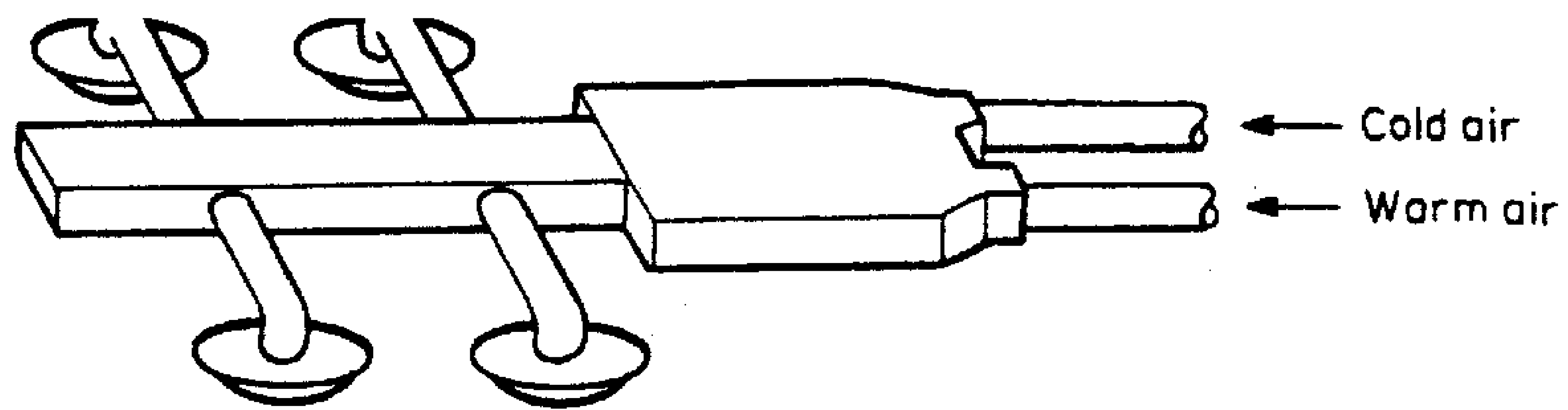
عيوب النظام

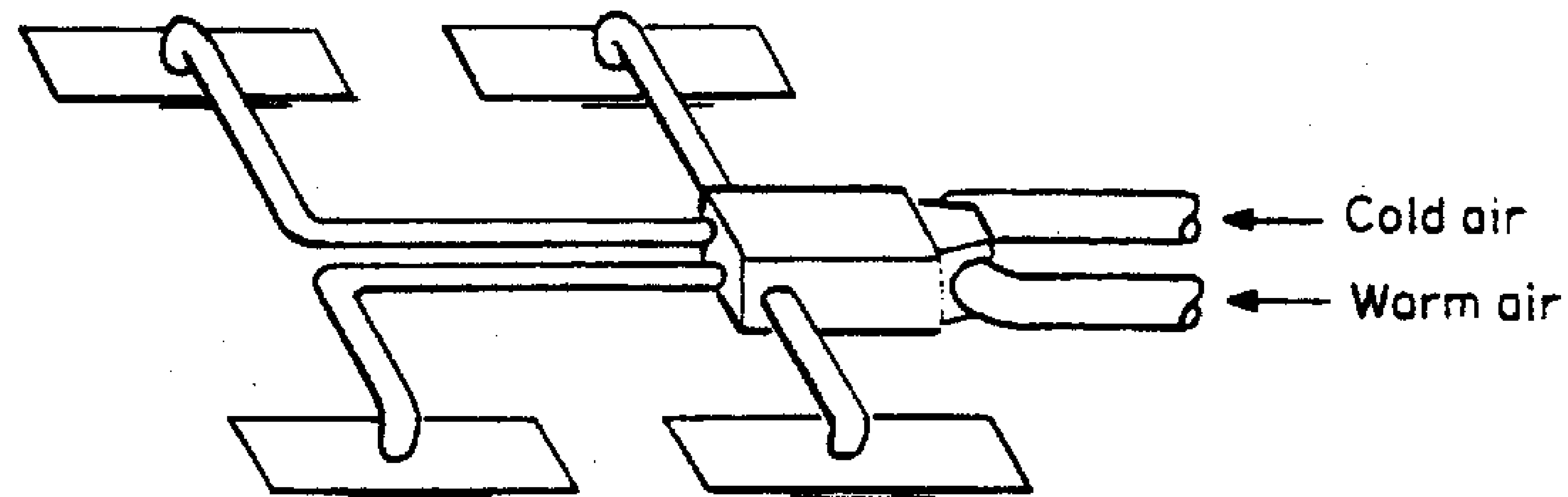
1- تكاليف التركيب والتشغيل مرتفعة .

2- استهلاك كبير في الطاقة مثل نظام التسخين الطرفي .

11.2.3 نظام تعدد المناطق *11.2.3 Multi - zone system*

هذا النظام يقوم بتوفير مسلك تغذية واحد لكل منطقة Zone. كما بينا سابقا فإن المنطقة تشتمل غرفة أو عدة غرف التي تتحد في درجة الحرارة ونسبة الرطوبة. ففي هذا النظام Fig 11.7 يتم خلط الهواء الراجع Return air مع الهواء الخارجي Outside air في صندوق الخلط بعدها يمر على الفلتر للتنقية ثم على السخان المتقدم Pre-heater عند الحاجة (إذا كانت درجة حرارة الهواء منخفضة جدا حتى لا يتجمد ماء التدفئة) ثم على مروحة التغذية Supply fan





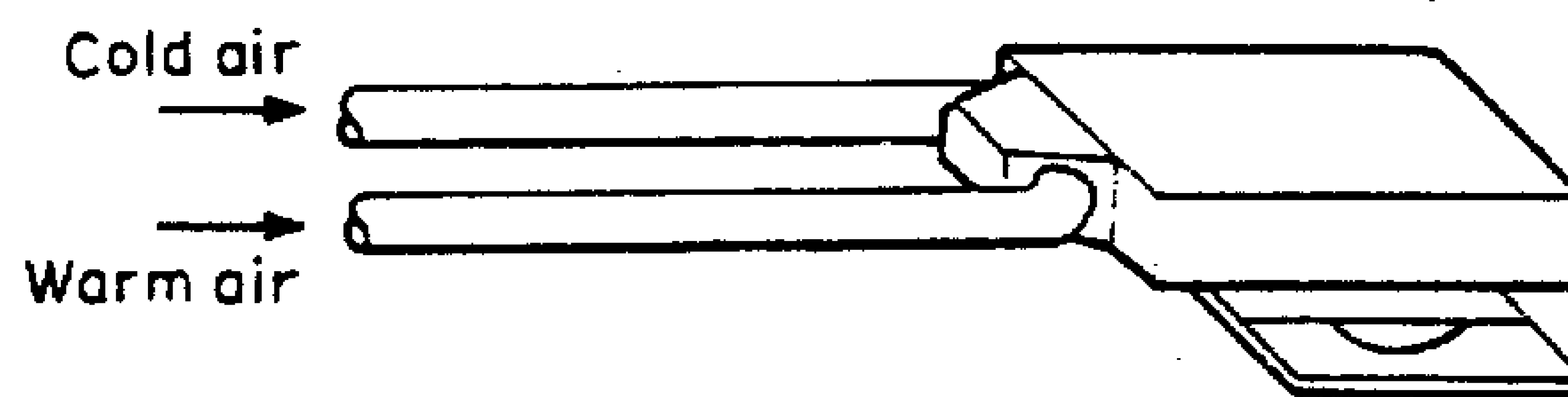


Figure 11.6 Dual – duct mixing box (a). supplies a series of round diffusers, (b): supplies a series of square diffusers, (c): diffuser directly connected to the box.

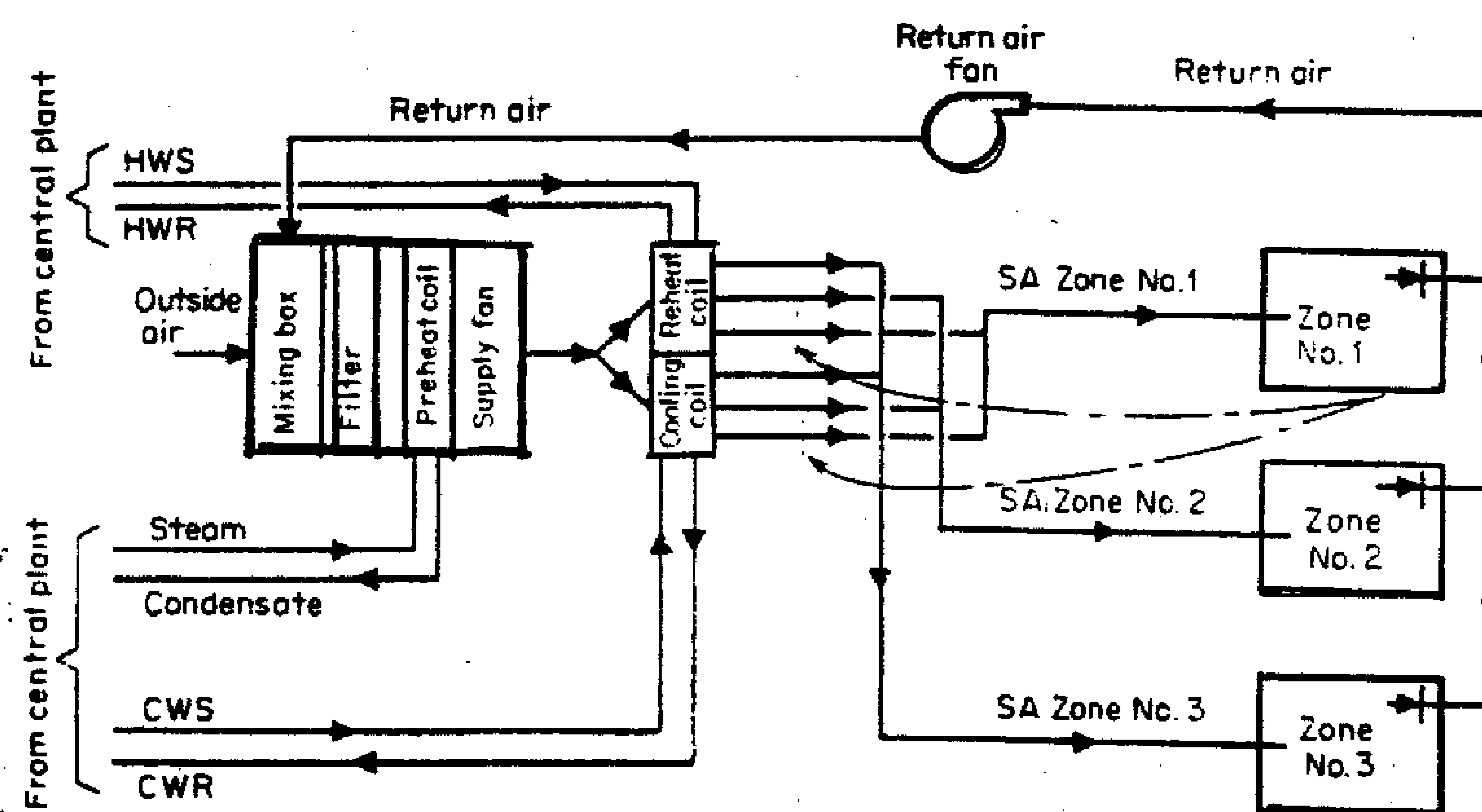


Figure 11.7 Muti – zones all- air system.

والتـــي تركـــــب علـــى خط الطرد الخارجي الخاص بها. ثم يمر في مسلكين بأحدهما ملفات تبريد Cooling Coil، والأخـــر ملفـــات تســـخين Heating coil . فـــي بعض الاحيان ملفات التبريد تســـمى دكـــة تبريد Cooling deck. وملفات التسخين تسمى دكه تسخين Heating deck. لكل مـــنطقة لهـــا مسلك تغذية خاص بها مثل SA Zon N1 للمنطقة الأولى يمر به خليط من هواء بارد بعـــد مـــروره علـــى Cooling coil وهواء ساخن بعد مروره على Heating coil . وكذلك الحال لباقـــي المـــناطق . كل منطقة لها متحكم درجة حرارة الخاص بها Thermostatوالذي يقوم بدورة بـــتحديد نسب خلط الهواء البارد مع الهواء الساخن ليصل إلى حالة الهواء المطلوبة. ومن ذلك نجد أن نظـــام تعـــدد المـــناطق يتشابه في الكثير مع نظام المسالك الثانية غير أنه يتم في هذه الحالة في المعدات وليست في صندوق الخلط .

يتم تطبيق هذا النظام في الغرف ذات حمل حراري محسوس كبير نسبيا .

مميزات النظام

1- مصاريف التشغيل منخفضة نسبيا .

2- إمكانية التحكم في درجة حرارة كل منطقة على حدة .

عيوب النظام

1- نظرا لتعدد المسالك فإن التكلفة الإنشائية تكون كبيرة نسبيا .

2- تحديد عدد المناطق بحيث لا يتجاوز 12 منطقة .

11.3 أنظمة ماء كلي — *11.3 All- Water System*

الأســـاس فـــي أنظمـــة المـــاء الكلـــي هو ما يسمى بنظام الهيدرونيك Hydronic. هو عبارة عن مجموعـــة مـــن الأنابيـــب التـــي تســـتخدم لسريان الماء الساخن أو الماء المثلج لتكييف الهواء إلى الوحـــدات الطرفـــية فـــي الغرف . هذه الوحدات هي عبارة عن مبادلات حرارية تعمل على تبادل الحـــرارة بيـــن المـــاء وهـــواء الغـــرفة في حالتي التبريد والتدفئة . عمل هذه الانظمة يتوقف على طـــريقة توصـــيل الوحدات الطرفية مع أنابيب الماء الساخن أو المثلج . ويلاحظ أنه ليست هناك اى أنظمة لدفع ومعاملة الهواء مركزيا ويعتمد بصورة أساسية على هواء الغرفة

11.3.1 نظام إطار الترتيب المتتالي (أنبوبة واحدة)

11.3.1 Series loop system (one pipe)

في هذا النظام Fig 11.8 الوحدات الطرفية Terminal units تم وضعها في ترتيب متتالي سواء في محطة تبريد المياهC H W أو التسخين H W.هنا نلاحظ ان الماء يمر في خلال كل الوحدات الطرفية .

عيوب هذا النظام

1- صيانة أو إصلاح أي وحدة طرفية تتطلب تعطيل النظام كله .

2- لا يمكن التحكم في مقدار السريان لأي وحدة بمعزل عن باقي الوحدات .

3- عدد الوحدات الطرفية محدود .

هذا العيب يمكن التغلب عليه جزئيا بتقسيم عدد الوحدات على مجموعتين كما هو مبين في Fig 11.9 . هذا الاجراء يعمل على تقسيم الغرف إلى منطقتين يمكن التحكم في كل منطقة على حدة .

- إجراء آخر يمكن استخدامه ألا وهو جعل كل وحدة طرفية موصلة بالأنبوبة الرئيسية عن طريق فرعين ، فرع للتغذية وفرع للراجع يصب أيضا في الأنبوبة الرئيسية Fig 11.10 وبذلك يمكن التحكم وصيانة كل وحدة طرفية دون التأثير على باقي الوحدات. هذا النظام يسمى نظام الأنبوبة الرئيسية الواحدة One - pipe system .

من عيوب هذا النظام أن المياه التي تصل إلى آخر وحدة طرفية يمكن ان تكون باردة بدرجة لا تستطيع معها تدفئة الغرفة جيدا .

11.3.2 Two-pipe system 11.3.2 نظام الأنابيب الثنائية

هذا النظام يشتمل على أنبوبتين الأولى للتغذية والثانية للراجع (ذات خط متقطع) Fig 11.11 يتم توصيل كل وحدة طرفية بالأنبوبة الرئيسية بالتغذية وبالأنبوبة الرئيسية للراجع. للحصول على أفضل النتائج يتم تركيب كل وحدة طرفية بحيث يكون مجموع طولي خط التغذية الواصل من وحدة المعالجة وخط الراجع إلى وحدة المعالجة متساويا لكل الوحدات الطرفية.

بالرغم من أن تكلفة نظام الأنابيب الثنائية أكبر من نظام الأنبوبة الواحدة إلا أن هذا النظام يسمح بالصيانة والتحكم لكل وحدة طرفية ولهذا يستخدم هذا النظام في الأنظمة الكبيرة .

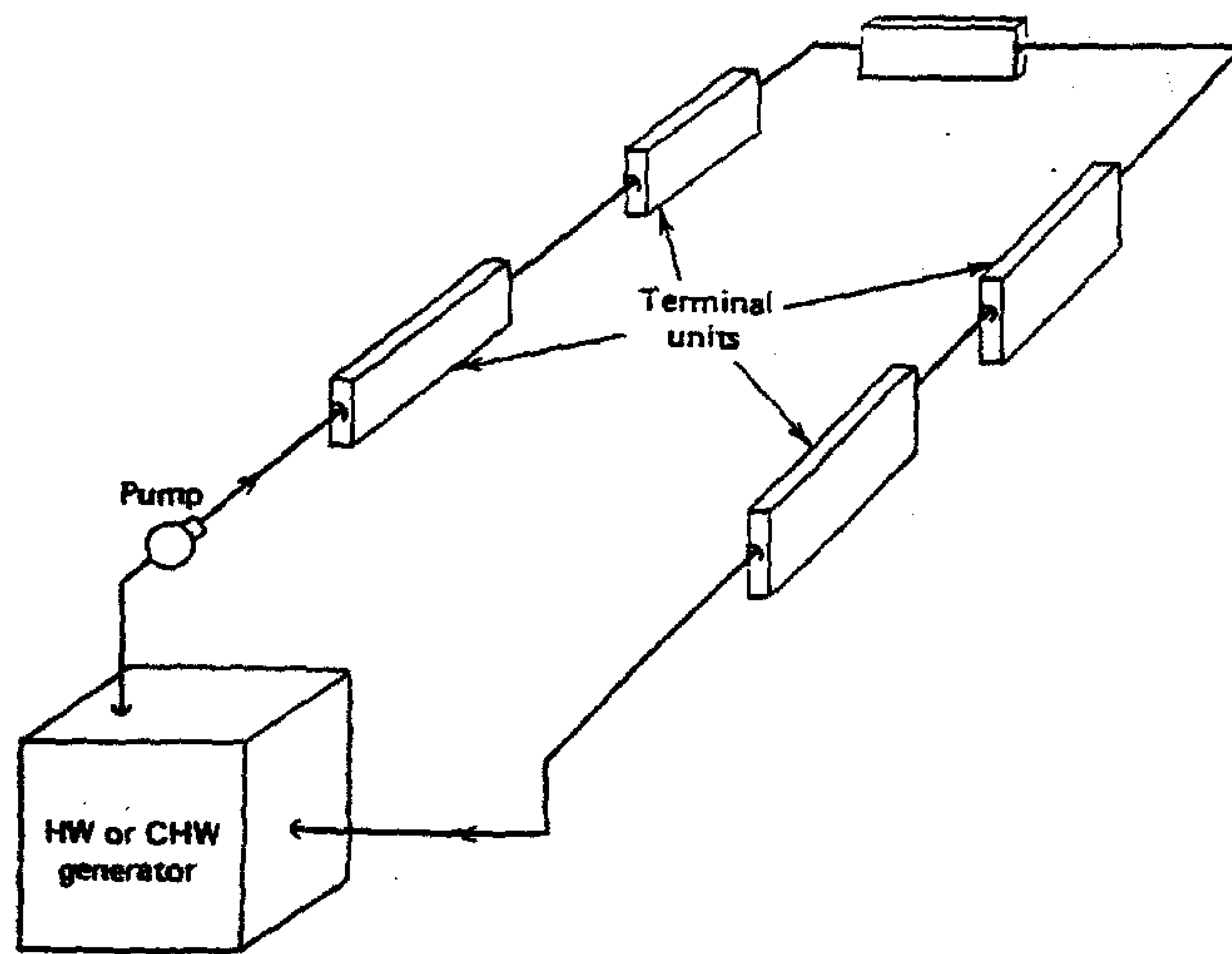


Figure 11.8 Series loop piping system

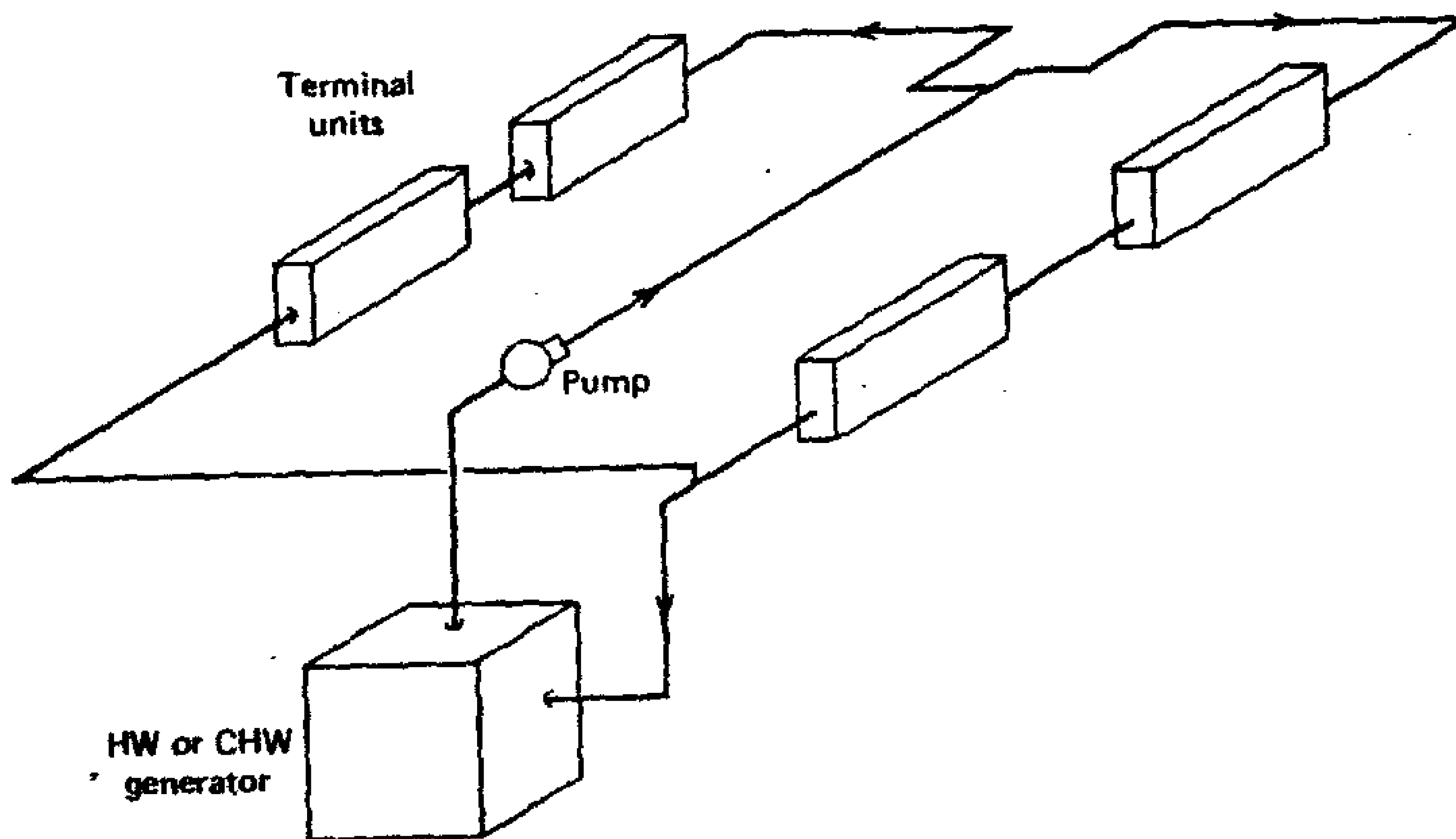


Figure 11.9 Split series loop piping system.

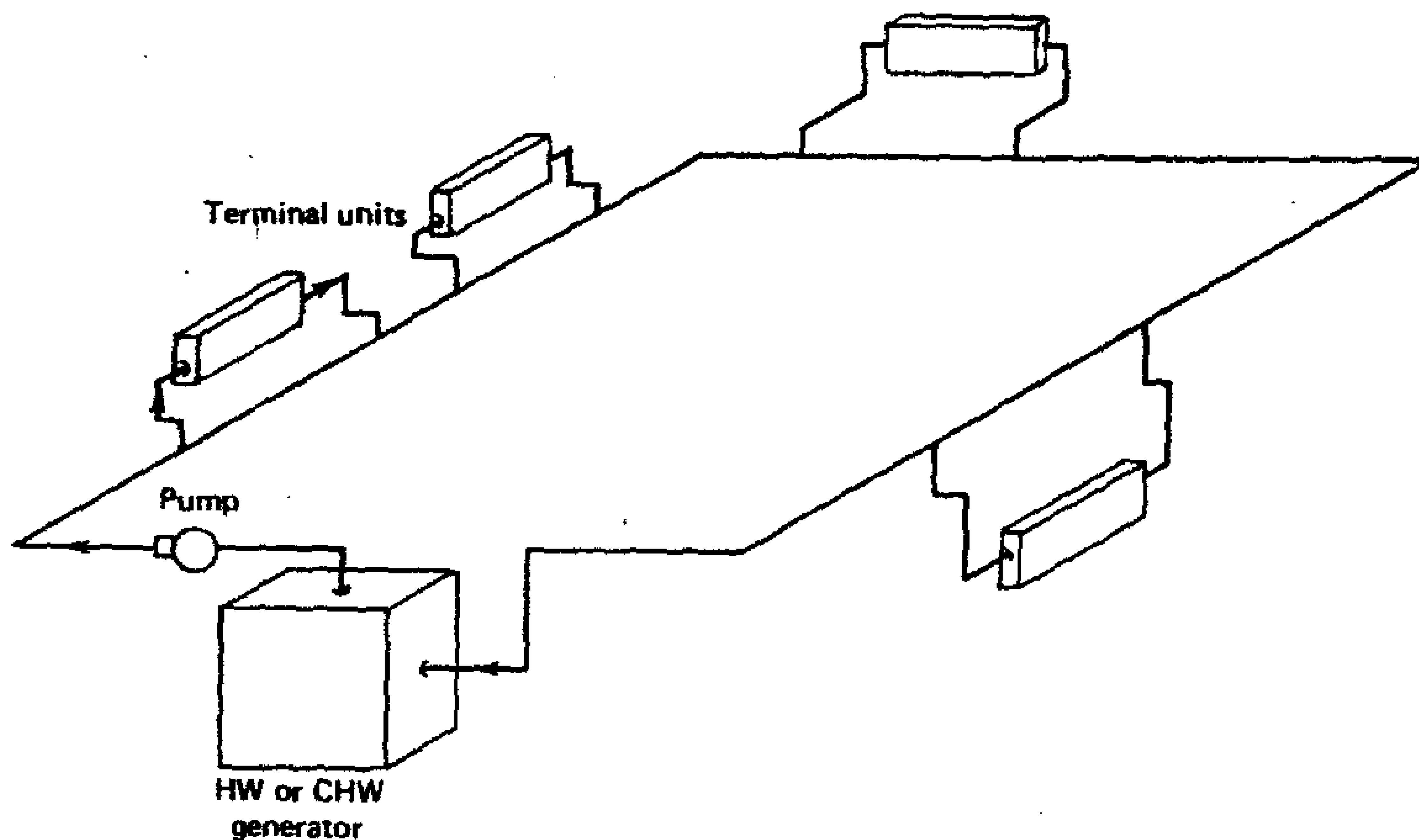


Figure 11.10 One- pipe main piping system.

11.3.3 نظام الأنابيب الثلاثية 11.3.3 Three - pipe system

فــي هــذا النظام فإن التغذية لها انبوبتان : واحدة للماء المثلج لأغراض التبريد والأخرى للتدفئة بواسـطة المــاء السـاخن كمــا يمكــن خلط الماء الساخن والماء المثلج من خلال صمام ثلاثي له مدخــلان ومخـــرج يؤدي إلى الوحدة الطرفية . أما الأنبوبة الثالثة Fig 11.12 يصب فيها الراجع مــن الوحــدات الطرفية إلى Chiller أو إلى الغلاية Boiler. وبما أن في خط الراجع يصب في كــل من الماء الساخن أو الماء البارد أو كلاهما في نفس الوقت فإن الماء البارد سوف ترتفع درجة حرارته والماء الساخن سوف تنخفض درجة الحرارة هذا يشكل استهلاكا اكبر للطاقة .

للتغلب على هذه المشكلة يمكن استخدام نظاما يحتوي على أربعة أنابيب ، اثنتان للتغذية والراجع للماء المثلج والاخرتان للتغذية والراجع للماء الساخن .

11.4 أنظمة هواء – ماء 11.4 Air-Water Systems

في أنظمة الماء والهواء يتم استغلال افضل المميزات في أنظمة الهواء الكلي وأنظمة الماء الكلي. ففي هذه الأنظمة يدفع الهواء بكمية بقدر ما تحقق التهوية فقط – بمعنى عدم استخدام هواء الراجع. أما الحمل الحراري كسبا في حالة التبريد وفقدا في حالة التدفئة فيحمله الماء المدفوع إلى الوحدات الطرفية من محطة التبريد Chiller أومن وحدة التسخين الغلاية Boiler .

وعلى هذه فإن هذه الأنظمة المختلطة تستخدم للأسباب الآتية :

1- السعة الحرارية للماء اكبر كثيرا من مثيلتها للهواء وكذلك الكثافة ، وعلى ذلك فإن كمية المياه المستخدمة أقل من مثيلتها للهواء وبالتالي فإن مساحة مقطع الأنبوبة سيكون بالطبع أقل من مقطع مسلك الهواء مما يشغل حيزا أقل من الغرفة .

2- حيث أن كمية الهواء قد تم تخفيضها في هذه الأنظمة إلى الربع تقريبا فإن هذا يدفع إلى استخدام أنظمة سرعات عالية (السرعة أكبر من 12m/s).

3- الطاقة المستهلكة لدفع المياه من و إلى الوحدات الطرفية في المبنى اقل كثيرا من التي تستخدم بواسطة المراوح لدفع الهواء خلال مسالك التغذية وسحبه خلال مسالك الراجع .

وعلى هذا فإن هذه الأنظمة تجمع بين محطات تكييف الهواء المركزي مع ما يشمله من مسالك لتوزيع هواء التهوية ومعالجته ابتدائيا تبريدا أو تسخينا ودفعه إلى الغرف. وعلى هذا فانه يسمى هواءا ابتدائيا Primary air . كما تحتوي على محطات تبريد مياه وغلايات للتسخين تقوم بدفع

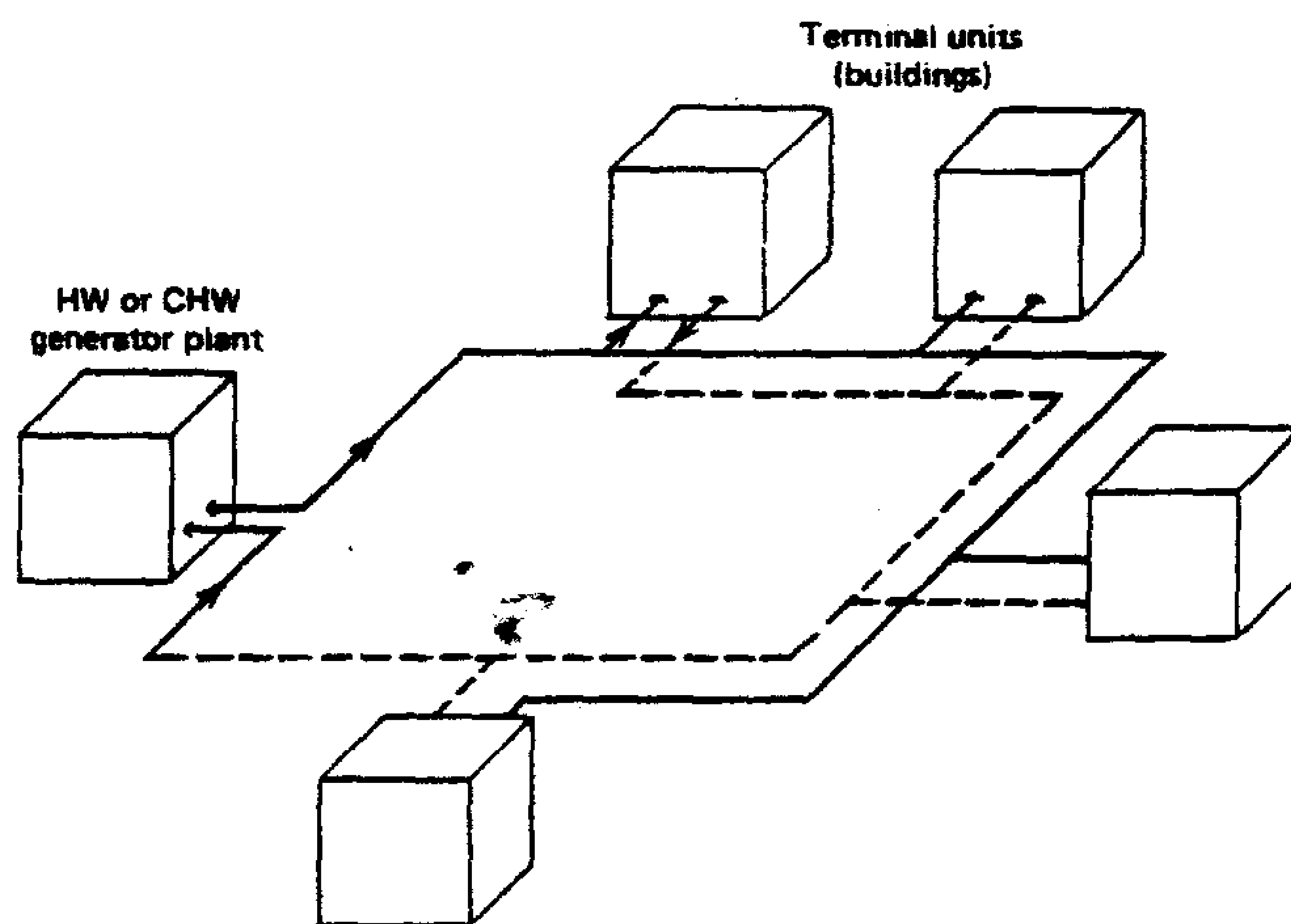


Figure 11.11 Two- pipe return – reverse system.

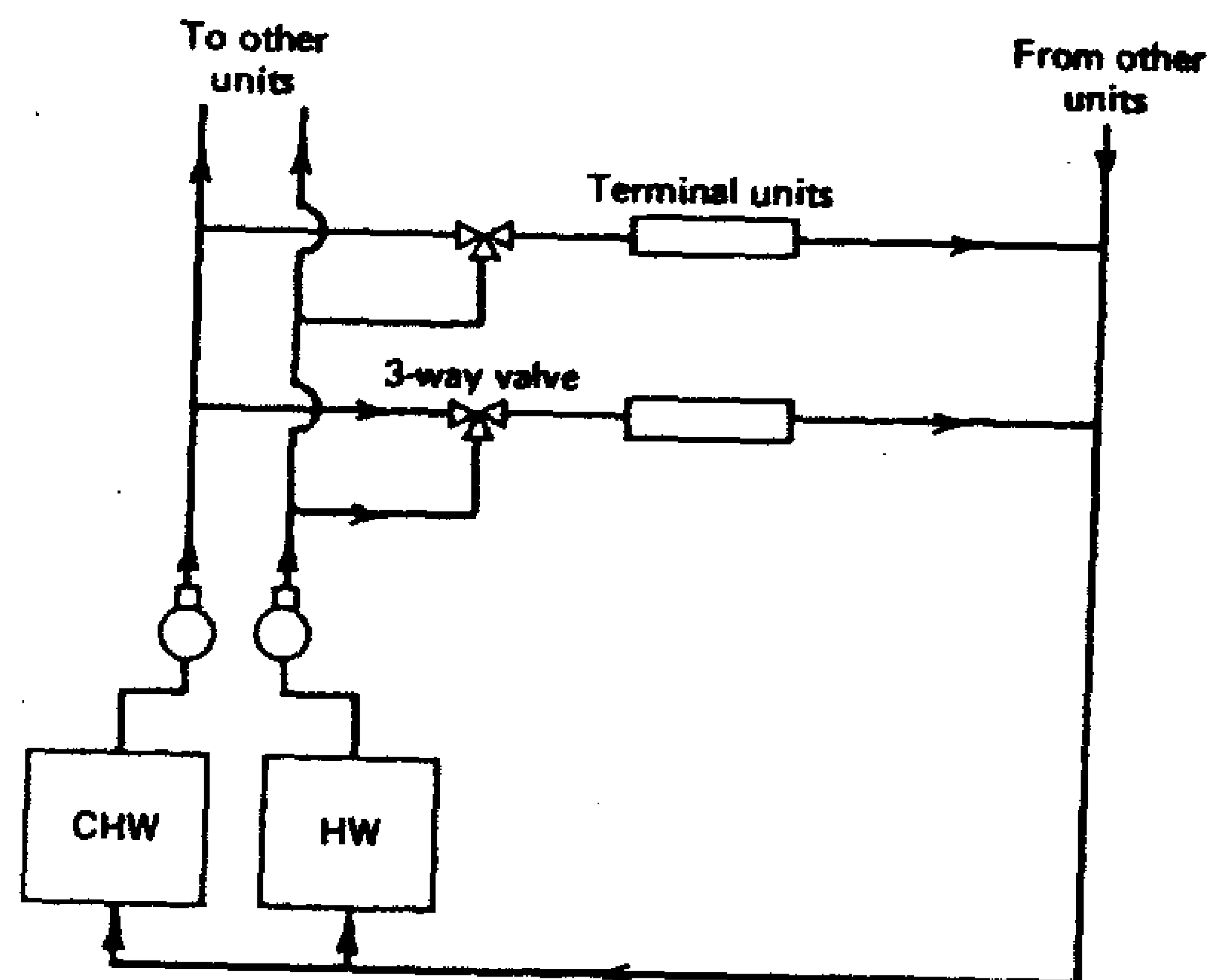


Figure 11.12 Three- pipe system

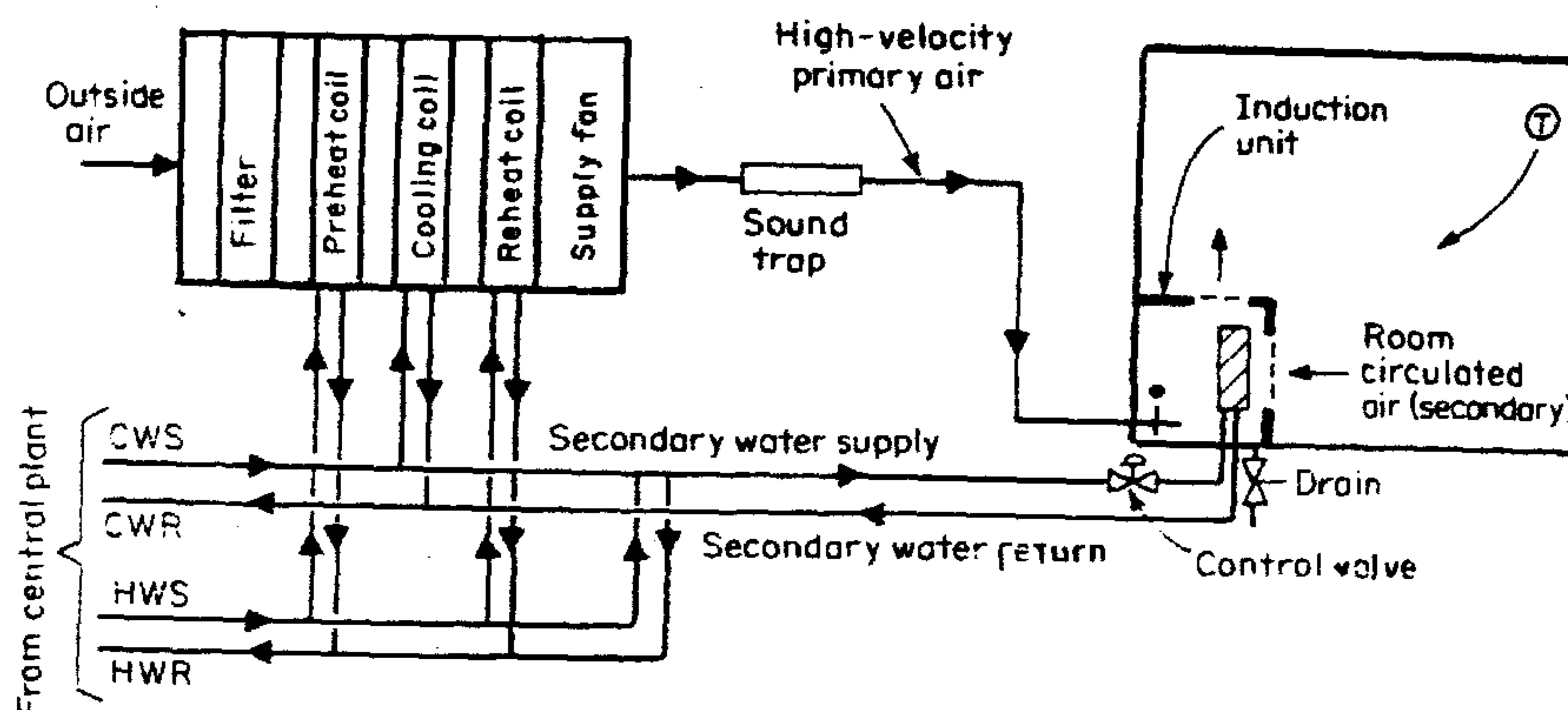


Figure 11.13 Air- water with induction unit system

المياه الباردة أو الساخنة إلى الوحدات الطرفية (وحدات حث Induction Unit أو وحدة ملف ومروحة Fan-coil unit) يستخدم فيها هواء الغرفة الذي يسمى هواءا ثانويا Secondary air وفيما يلي شرح كيفية عمل الوحدات الطرفية مع هذه الأنظمة .

11.4.1 نظام ماء – هواء مع وحدة حث

11.4.1 *Air-water with induction unit system*

في هذا النظام Fig 11.13 فإن الهواء الخارجي بمقدار يسمح للتهوية يتم معالجته بمروره أولا خلال الفلتر Filter ثم السخان المتقدم Pre-heating coil أو ملفات التبريد Cooling coil أو السخان المتأخر Re-heating air ثم مروحة التغذية Supply fan ثم خلال مسالك سرعة عالية تحدث ضوضاء لذلك فقد تم تركيب مخفض (مصيدة) صوت Sound trap ومنه إلى الغرفة إلى وحدة الحث Induction unit مشكلا بذلك هواءا ابتدائيا . أما هواء الحث Induced air الذي هو الهواء الثانوي فيتم استغلاله من خلال وحدة الحث لتحقيق سريان الهواء في الغرفة لتحقيق ظروف الراحة . التركيب الأساسي لوحدة الحث مبين في Fig 11.14. حيث يدخل الهواء الابتدائي Primary air القادم من وحدة تكييف الهواء المركزية في ضغط عالي مارا ببوابة أتزان Balancing damper لضبط كمية الهواء ثم يمر من خلال فوهه Nozzle رأسيا بسرعة عالية . هذا يخلق ضغط منخفض اسفل الوحدة مع تأثير حث Induction effect يسحب معه هواء الغرفة Secondary air أو Induced air الذي يمر على ملفات يتدفق بداخلها أما ماء مثلج Chilled water أو ماء ساخن Hot water طبقا لحاجة الغرفة . هذا الهواء بعد ذلك يخلط مع الهواء الابتدائي ويخرج الخليط إلى الغرفة .

وحدات الحث عادة ما توضع على الأرض في محيط الغرفة أسفل الشباك كما يمكن وضعها قرب السقف في بعض الأحيان هذا النظام لا يحتاج إلى مروحة لسريان الهواء داخل المكان .

11.4.2 نظام ماء – هواء مع وحدة ملف- مروحة

11.4.2Air-water system with fan - coil unit

هذا النظام Fig 11.15 شبيه بالنظام السابق حيث يمكن استخدام وحدة ملف – مروحة Fan-coil unit بحيث توضع في اسفل الغرفة مع وحدة التكييف المركزي بنظام ماء – هواء

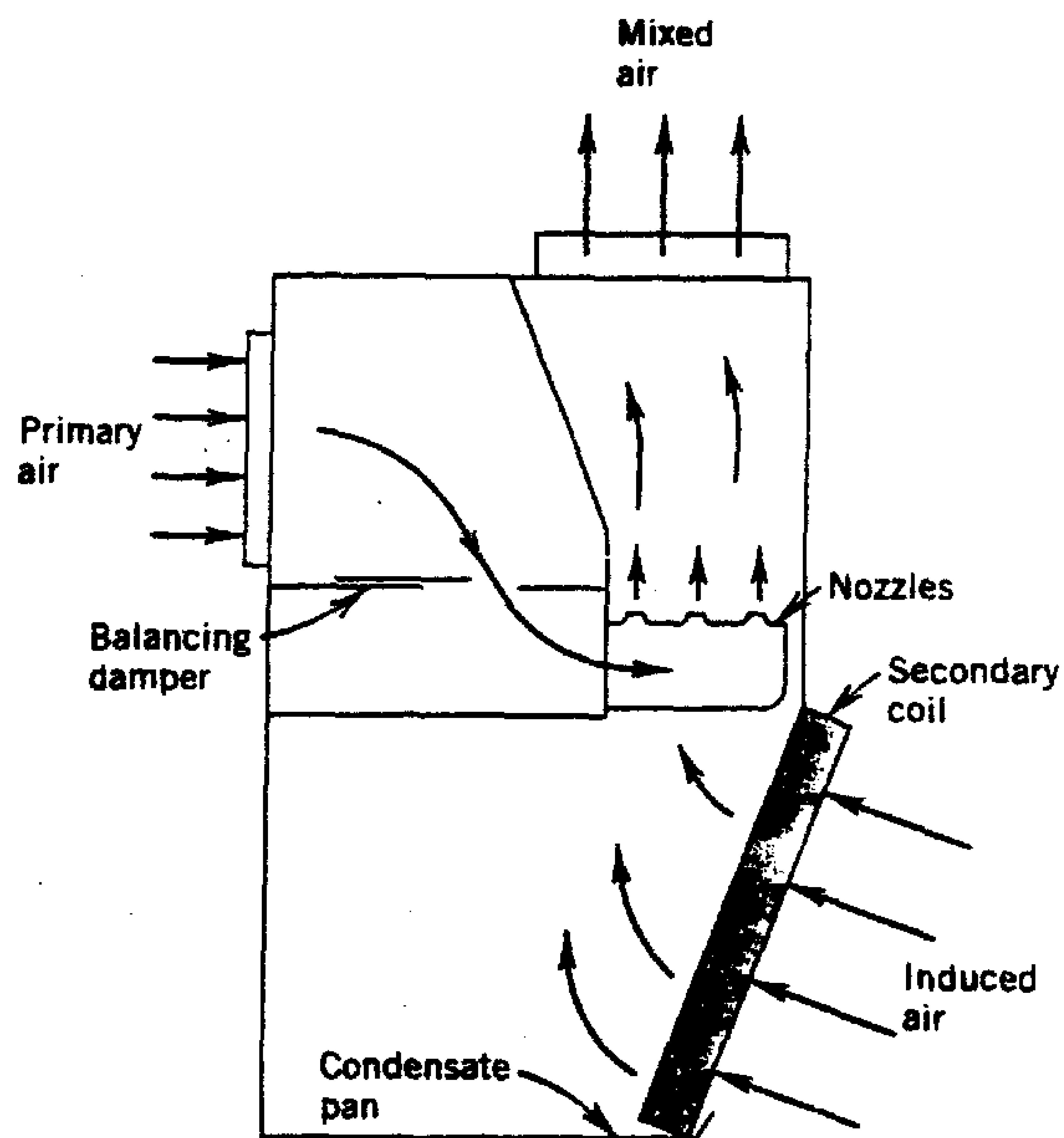


Figure 11.14 Air- water induction unit

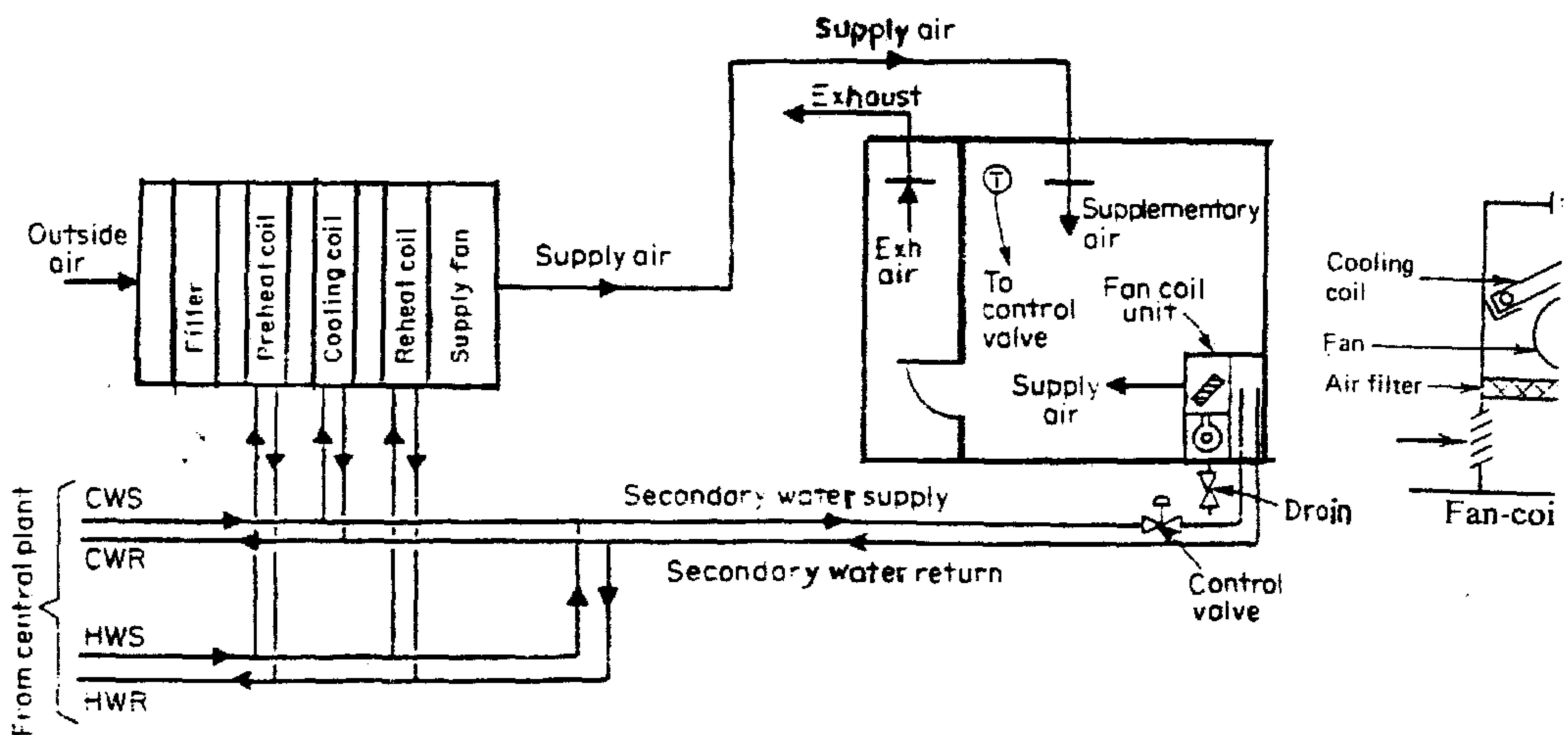


Figure 11.15 Typical air- water with fan- coil unit system

حيث يعامل الهواء الابتدائي في وحدة التكييف المركزي بالقدر الذي يسمح بالتهوية ويضخ للغرفة. هواء الغرفة يتم تبريده او تسخينه من خلال مياة مارة في ملفات قد يمر بها ماء مثلج او ماء ساخن طبقا للحاجة. وقد تعمل وحدة الملف والمروحة بمعزل عن وحدة تكييف الهواء المركزي وفي هذه الحالة فيصبح نظام التكييف نظام ماء كلي .

وحدة الملف والمروحة تتكون من ملفات تبريد وقد تعمل للتسخين وهي مركبة في الجزء العلوي ويوجد أسفلها مروحة طرد مركزي صغيرة تسحب هواء الغرفة إذا كانت تعمل بنظام ماء– هواء مع محطة التكييف المركزي أو هواء خارجي إذا كانت تعمل بنظام ماء كلي ثم يمرر على فلتر ثم على ملف التبريد أو التسخين لتبريده أو لتسخينه حسب الحاجة ثم يضخ داخل الغرف .

وحدة الملف والمروحة قد توضع رأسيا على الأرض وقد توضع أفقيا في السقف .

11.5 مقارنة الأنظمة المجمعة والنظام المركزي

11.5 Comparison Between Unitary and Central Systems

المقارنة هنا لا تشمل وظيفة كل من النظامين حيث وظيفتيهما واحدة ولكنها تعتمد بالدرجة الأولى على طريقة تركيب وترتيب عناصر النظام ويمكن إيجازها في الآتي :–

- في الوحدات المجمعة كل العناصر وتشمل معدات التبريد ، المروحة ، الفلتر، ملفات (تبريد وتسخين) ، البوابات ، أجهزة التحكم كلها متوافقة ومختارة ومجمعة في المصنع وتخرج وتحمل طرازا ورقما معينين يمكن اختيارها طبقا لهذا الرقم والطراز من الكتالوجات
  في النظام المركزي ليست كل العناصر مجمعة في مكان واحد حيث يتم اختيارها بواسطة مهندس التصميم وتجمع مع بعضها بواسطة المقاول .
- الوحـدات المجمعــة عــادة ما توضع في أو قريبا من المكان المراد تكييفه أما معدات التكييف المركـزي عــادة لا توضع في المكان المراد تكيفه وتدار عن بعد Remote من المكان المكيف وتعتمد على التصميم الموضوع .
- من الناحية النظرية فإن كل من الوحدات المجمعة المركزية يمكن أن تكون نظاما ماء كلي أو هواء كلي أو ماء – هواء تخدم منطقة أو أكثر فإن من الناحية العملية الأنظمة المجمعة كلها هواء كلي ويقتصر عملها على منطقة واحدة وبدون إعادة تسخين حيث أن مكوناتها مجمعة كليا في المصنع .

11.6 الوحدات المجمعة 11.6 Unitary Units

أولا - وحدات الغرف Room units

تصنع وحدات الغرف في الأنواع الآتية :-

- **وحـدات الشـباك Window units** : هـذه الوحـدات تركب فى فتحة فى الحـائـط Fig 11.16 بحيـث يكون الضاغط و المكثف للخارج وذلك لتجنب الضوضاء الناشئ عنها والمـبخر والفلـتر للداخـل تقـوم المروحة بسحب هواء الغرفة ويمر على الفلتر ثم ملفات التـبريد ويـبرد ثـم يقوم بإعادة دفعة للغرفة مرة أخرى أما حرارة الهواء الداخلى فيحملها الهـواء الخـارجى بالإضـافة إلـى حرارة الضاغط ويطردهما من خلال المكثف للخارج. يوجـد الآن طـرازات من هذا النوع يمكن التحكم فيها عن بعد وتنتج هذه الوحدات بقدرات حـتى 36 طـن تـبريد وهذه الوحدات بالطبع لا تستطيع تغيير الحرارة المحسوسة للغرفة ولذلـك فـإن تحكـم الرطوبة لا يعطى نتائج جيدة، هذا بالإضافة إلى أن مستوى الإزعاج الصـادر عـنها محسوس ومستوى نقاوة الهواء منخفض حيث أنها مزودة بمرشحات تحجز فقـط الجسـيمات الكبيرة . وهذه الوحدة تستهلك طاقة كبيرة نوعا ما حيث لا يمكن التحكم فى قدراتها .
- **الوحـدات المنفصلة Split - units** وحدات الغرفة تم تطويرها بحيث تصنع فى جزئين الأول ويحـتوى علـى المـبخر والفلتر ويوضع داخل الغرفة أو على الأرض أو تعلق فى الحـائط أو الجـزء الأخـر تشـتمل على الضاغط المكثف فيوضع خارج المكان ويرتبط الجـزءان بمواسـير مـائع التـبريد مـن وإلى المبخر من خلال فتحة صغيرة فى الحائط المشـترك وطـريقة عمـل هـذه الوحدة مثل السابقة وتمتاز عنها بمستوى ضوضاء أقل . حالـيا تصـنع هـذه الوحدات لتخدم أكثر من غرفة Fig 11.17 وتمتاز الوحدات المنفصلة بالآتى :

1- التكلفة الأولية أقل من نظام التكييف المركزى

2- الفراغ الذى تشغله محدود نسبيا بمقارنة مع التكييف المركزى .

هذه الأنظمة غير اقتصادية عندما تعمل مع عدد كبير من الغرف

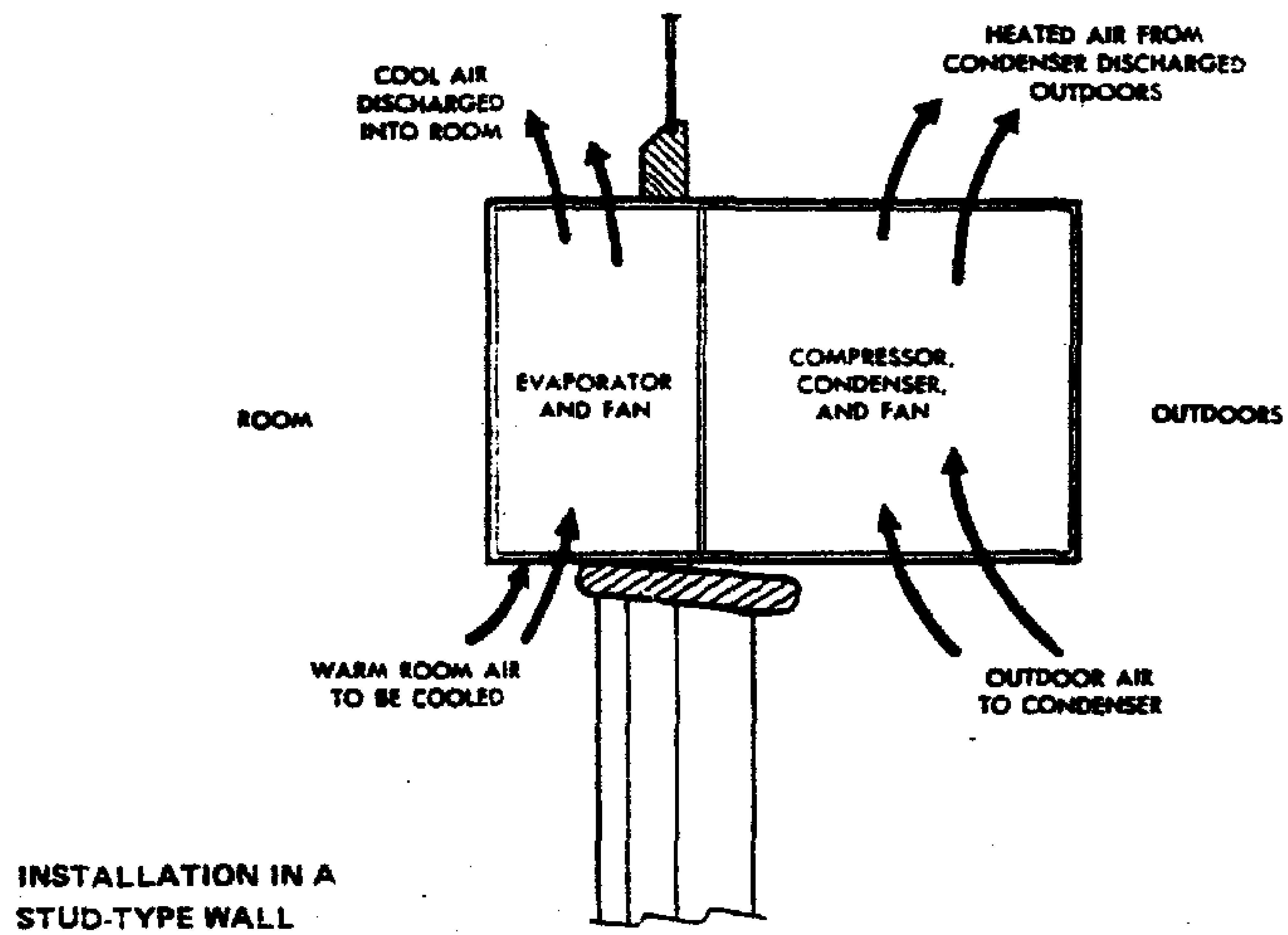


Figure 11.16 Arrangement of wall air- conditioner

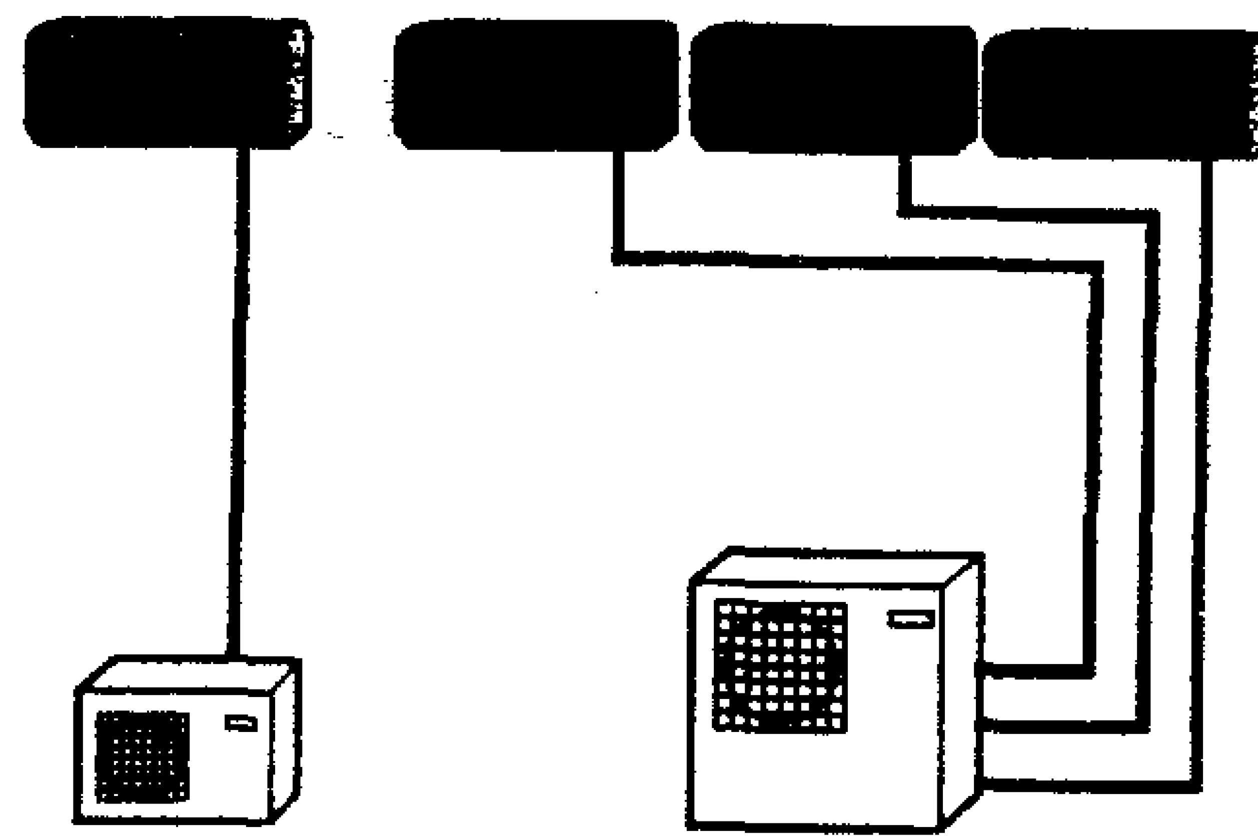


Figure 11.17 Split unit for single or more than one room

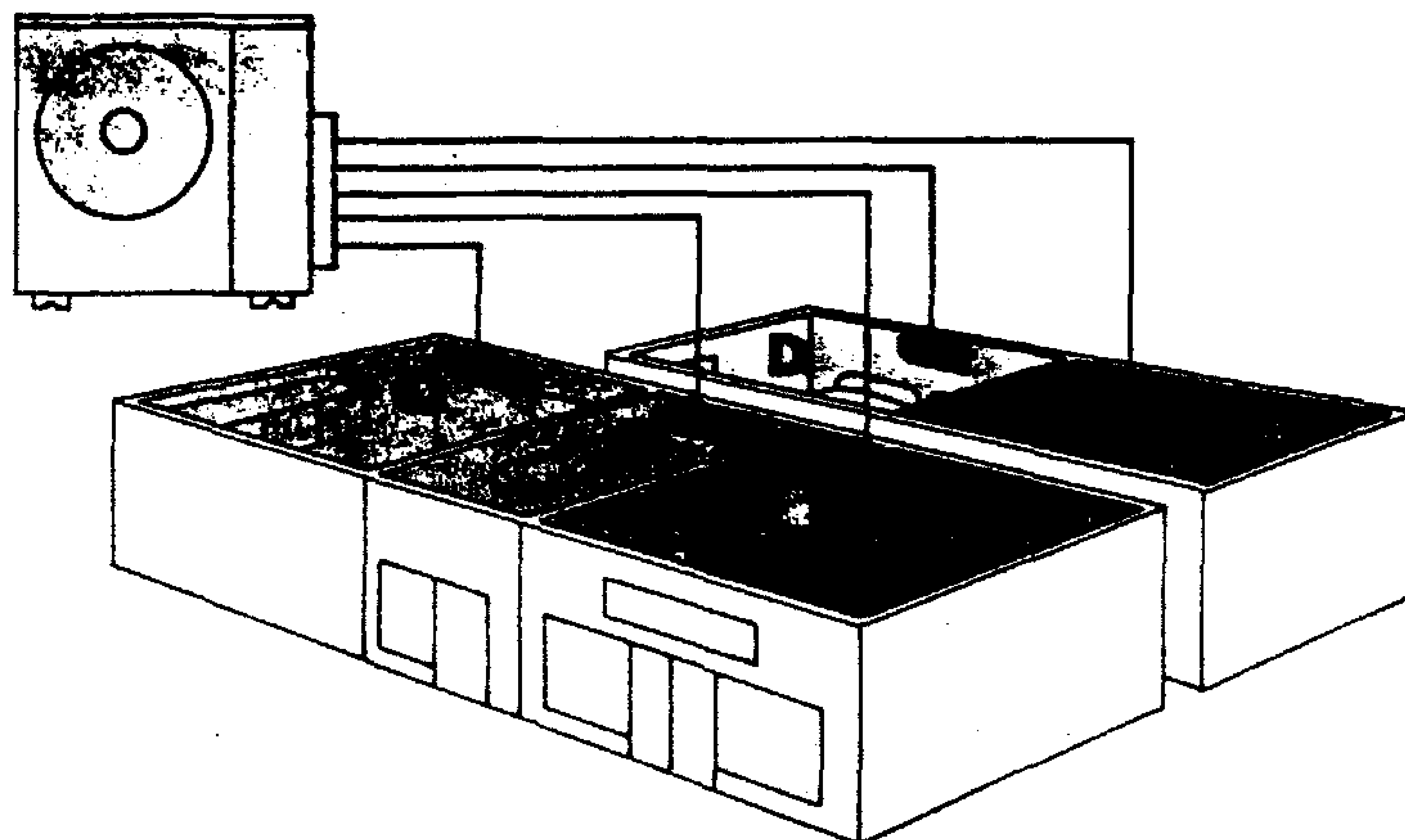


Figure 11.18 Typical arrangement of split unit for multi – location.

الوحدات الداخلية قد توضع على أرضية الغرف أو في حائط علوي Fig 11.18 أو في السقف حيث تسمى بالوحدة الكاسيت Fig 11.19 Cassette unit .

هذه الأنظمة تستخدم بصورة جيدة في الفنادق والموتيلات .

- **وحـدات المضـخة الحـرارية Heat pump units** كل أنظمة التبريد مضخات حرارية حيـث أنهـا تمتص الطاقة الحرارية عند درجة حرارة منخفضة وتضخها من خلال المكثف للخـارج عـند درجـة حـرارة عالـية . هذه الحرارة المطرودة من خلال المكثف يمكن استخدامها في التدفئة .

وفـي بعـض الأحـيان يمكـن استخـدام هذه الوحدة في التبريد والتسخين في نفس الوقت ولذلـك يمكـن اعتـبار المضخـة الحرارية إحـدى نظم إسترجـاع الطاقـة . فـي هذه الحـالة فـإن وحـدة التـبريد Fig 11.20 تـزود بصمام مرتبـط بالضاغط يسمى صمام عاكس رباعي Four- way reversing valve له مدخـل ثابـت Fig 11.21 علـى خـط سـحب الـبخار والمخـارج الـثلاثة الأخـرى تستخدم لعكس اتجاه البخار المضغوط وبالتالي تبادل وظائف المبخر والمكـثف في حالتي التبريد والتدفئة . وفي حالة التدفئة فإن الهواء الراجع يمر على ملفات المكثف فـترتفع درجـة حرارته ويتم ضخه في المكان المكيف. في حالة التبريد يتم عكس الدورة فالمكثف فـي حالـة التدفـئة يعمـل كمـبخر في حالة التبريد فالهواء الراجع يمر على المبخر فيبرد ويغذي المكان المراد تكييفه .

أجهزة التبريد التي تعمل بنظام عاكس الدورة أغلى في الثمن من الأجهزة التي تعمل بسخانات كهربائية حيث أنها أقل استهلاكا للطاقة .

ثانيا: مكيفات هواء مجمعة Unitary air-conditioners

هـذه الأجهـزة مصممه بحيث يمكن تركيبها في أو قريبا من المكان المكييف هذه الوحدات قد تسمى وحـدة دولاب وهـي تحـتوي علـى كل العناصر المطلوبة لمعالجة الهواء وفي بعض الأحيان قد تحـتوي علـى ملفـات تسـخين . هـذه الوحدات قد تكون أفقية او راسية كما في Fig 11.22. قد تسـتخدم هذه الأجهزة لضخ الهواء مباشرة في الغرفة أي لا تحتاج معدات توزيع هواء وقد تستخدم مـع مسـالك قصيرة نوعا ما كما هو مبين في Fig11.23 . تستخدم هذه المكيفات في المنازل ، المحـلات الـتجارية المتوسـطة وكما هو واضح فإن الهواء المار على المكثف يضخ للخارج . في بعـض الطـرازات قـد تستخدم وحدتان Split بحيث تركب وحدة التكثيف Condensing unit

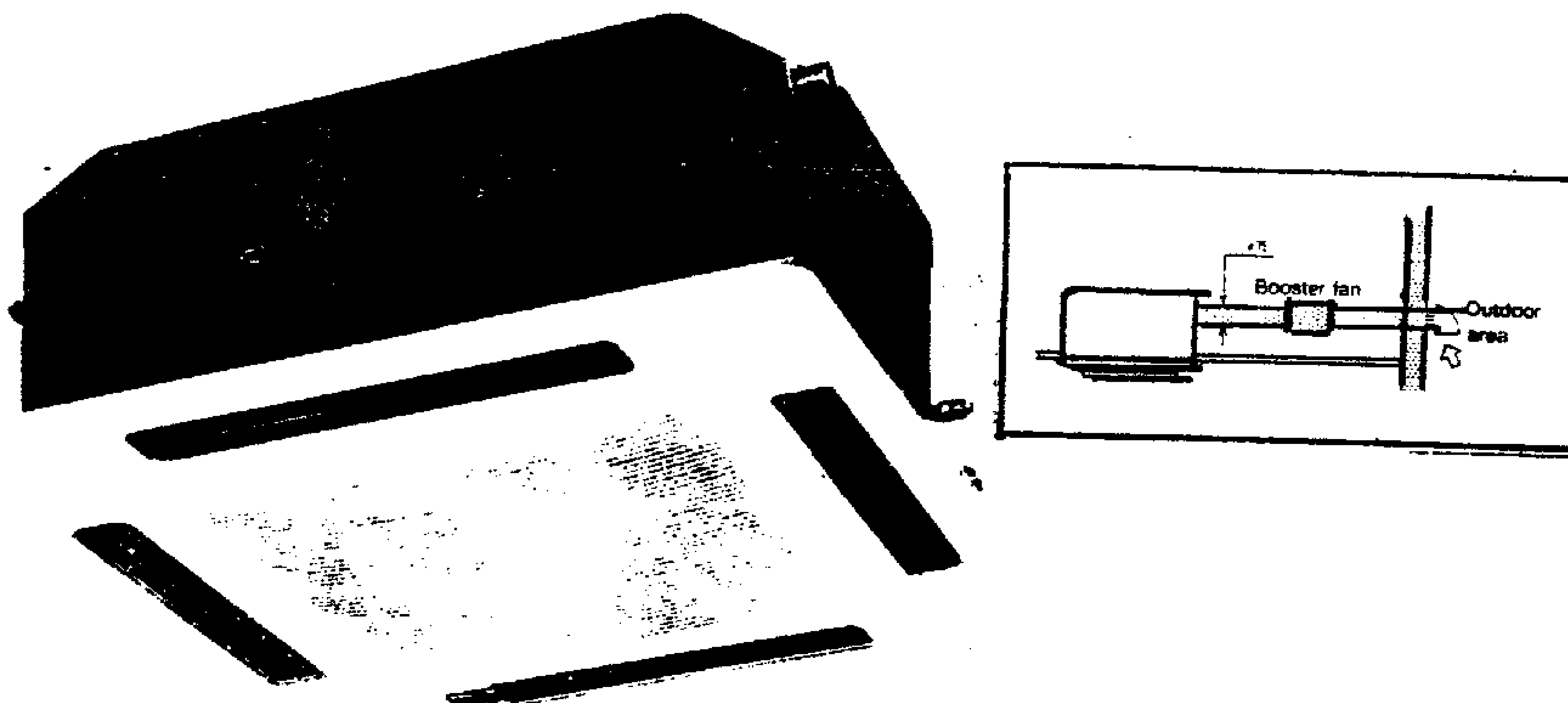


Figure 11.19 Split – cassette unit.

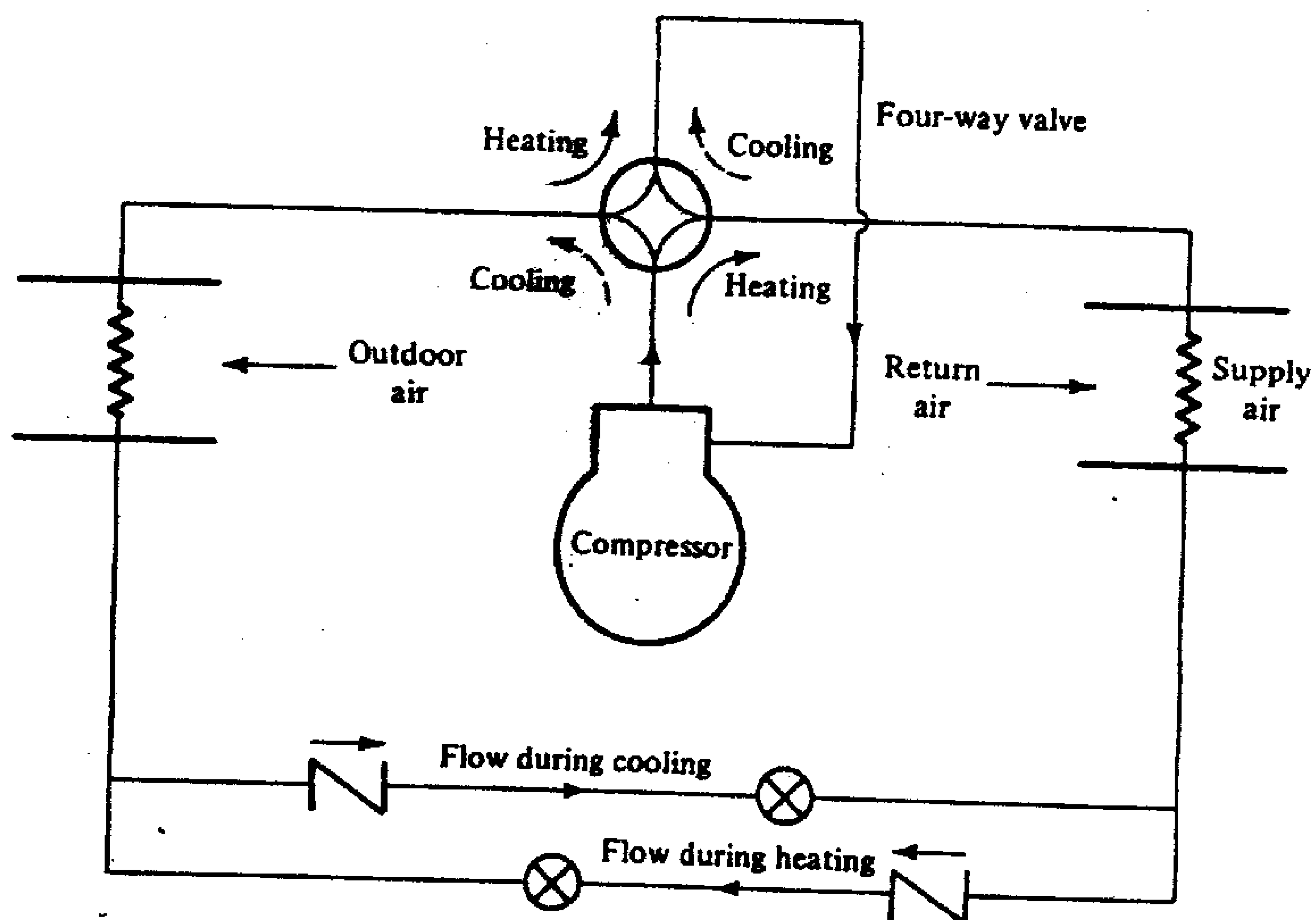


Figure 11.20 Typical flow diagram of an- air heat pump.

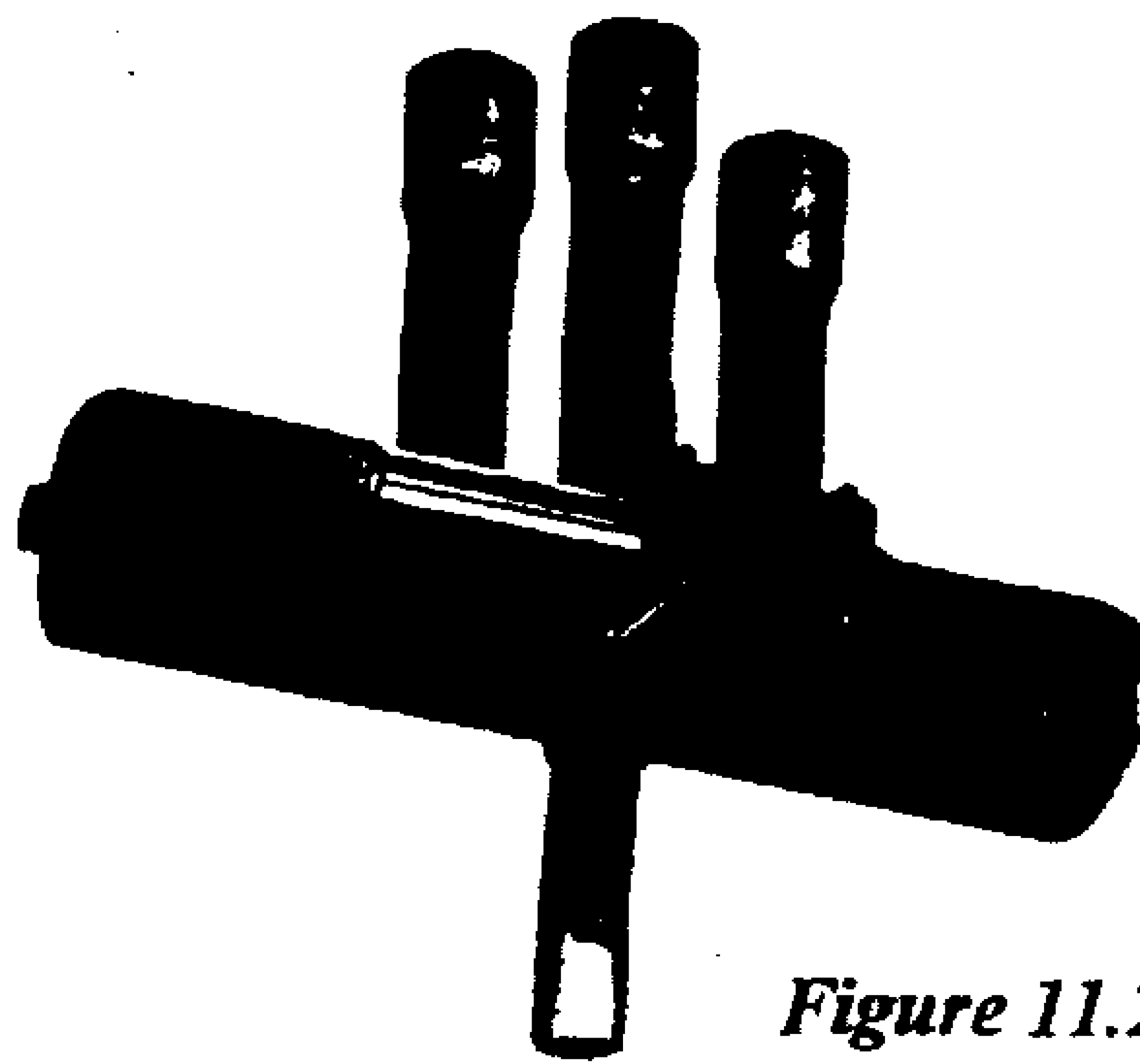


Figure 11.21 Four- way reversing valve

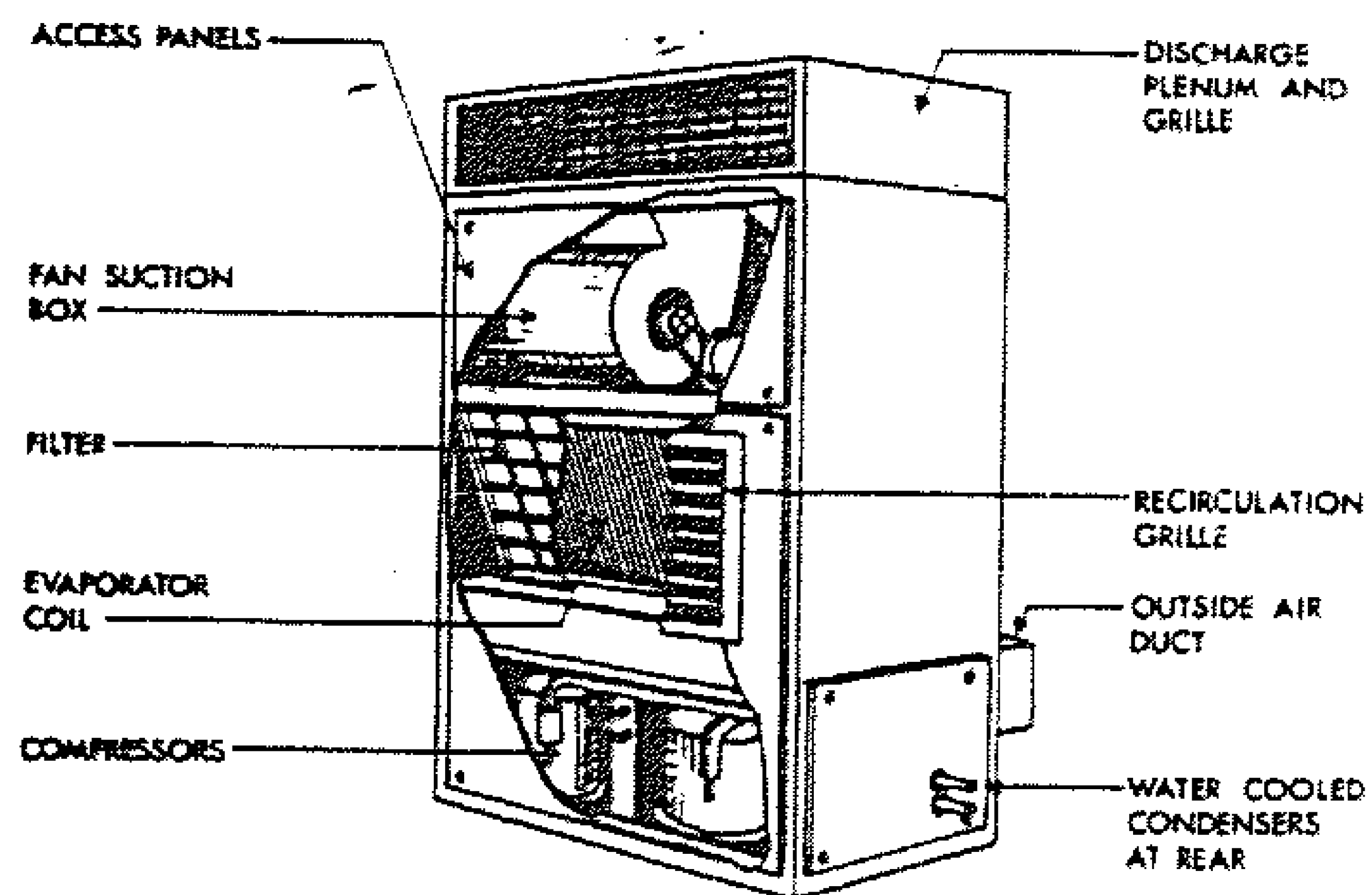


Figure 11.22 Typical unitary air conditioner

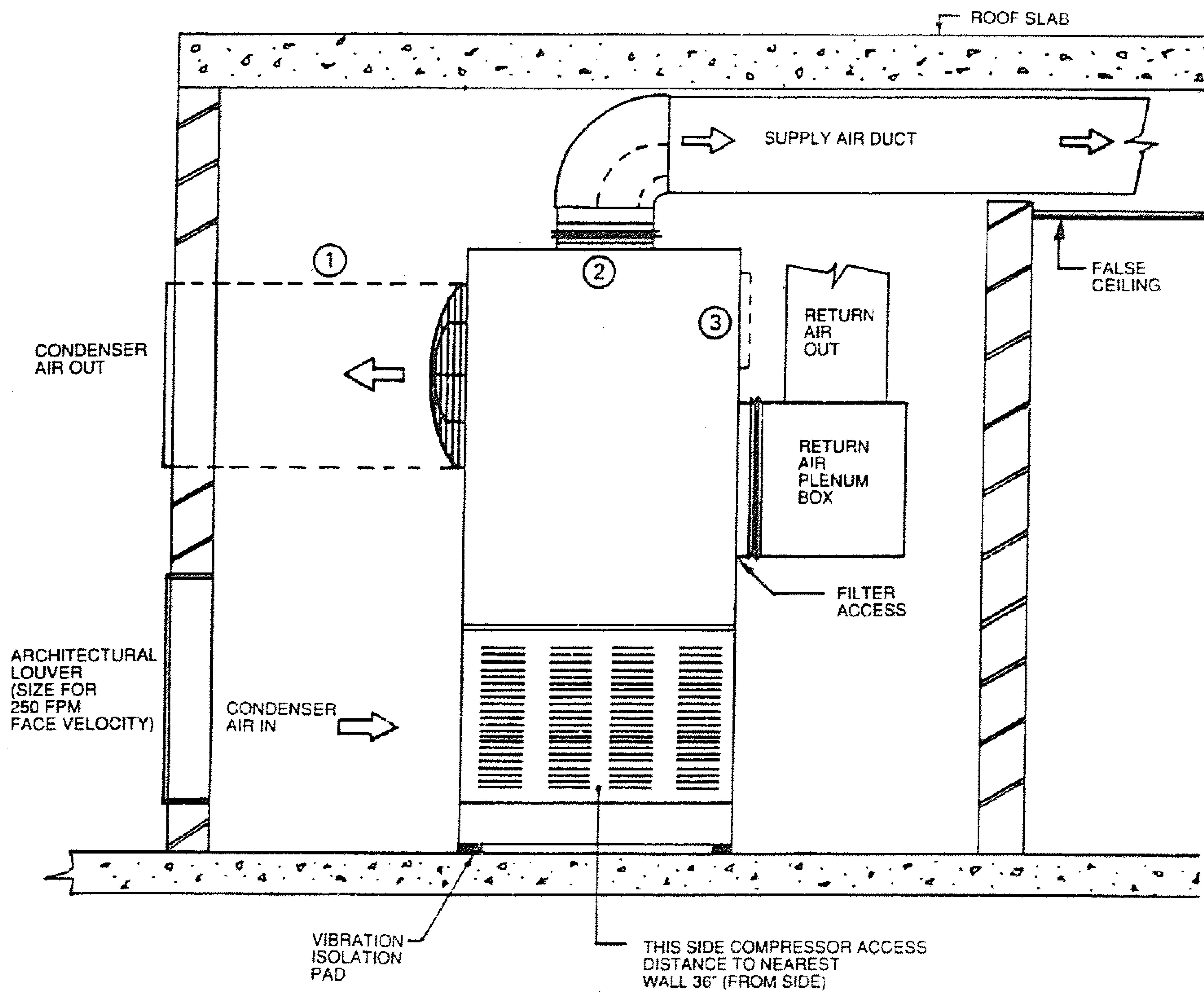


Figure 11.23 Arrangement of unitary air conditioner with supply duet.

خــارج المكــان . هذه المكيفات لها نفس عيوب ومميزات وحدات الغرف . وتنتج في سعات حتى 150kW .

ثالثا : الوحدات السقفية Rooftop unit

هــذا الــنوع من الوحدات المجمعة مصمم لكي يتم تركيبه خارج المكان المراد تكييفه وعادة ما يتم وضــعه علــى الســقف او سطح المبنى وعادة ما يكون عناصر معالجة الهواء (الفلتر، السخانات ، والمــبخرات ووحــدات الترطيب) بالإضافة إلى وحدة التكثيف (الضاغط والمكثف) كلها موضوعة فــي داخـــل هــيكل من الصلب المقاوم للصدأ بحيث تستطيع أن تقــاوم الظروف الجوية السيئة Fig 11.24. تســتخدم الوحــدات الســقفية مع نظام مسالك ونظام توزيع هواء داخل الغرف وهذه الوحدات تصنع لتخدم منطقة واحدة أو عدة المناطق Fig 11.25

تمتاز الوحدات السقفية بأنها لا تشغل حيزا في المكان المراد تكييفه بالإضافة على رخص ثمنها و هذا ويكثر استخدام هذه الوحدات في المباني ذات الدور الواحد .

11.7 وحدات مناولة الهواء *11.7 Air Handling Units (AHU)*

وحــدات مــناولة الهواء تنتمى إلى الوحدات المجمعة الكبيرة حيث تشمل هيكل من الصلب ويحتوى علــى ملفــات تــبريد وتسخين، مروحة ، فلتر بوابات وصندوق خلط وقد تسمى فى بعض الأحيان جهــاز تكيــيف مركــزى. تركيب هذه الوحدات قد يخدم منطقة واحدة أو عدة مناطق. فى الوحدات ذات الســعات الصــغيرة والمتوســطة فإنهــا تصنع فى قطاعات : قطاع المرواح ، قطاع الفلتر ، قطــاع الملفــات فى سعات مختلفة Fig 11.26 . طبقا لاحتياجات المصمم تجمع السعات المطلوبة مــن العناصــر السابقة . بالنسبة للسعات الكبيرة فيتم اختيار السعات المطلوبة من كل عنصر ويقوم المقــاول بتصــنيع الهــيكل الذى سيركب به هذه القطاعات كما سبق وبينا فى Fig 11.26 وتجدر الإشــارة إلــى أن جدران الهيكل من الصلب المجلفن ومعزولة حراريا لتجنب الفقد الحرارى خاصة مــن مــنطقة ملفــات التبريد. وتزود هذه الوحدات بأنظمة صرف للمياه الناتجة عن إزالة الرطوبة أسفل ملفات التبريد. هذه الوحدات عادة ما تزود بأبواب للقيام بأعمال الصيانة والإصلاح.

عــند وضــع المــروحة بعد الملفات (مجرى هابط Down-stream) تسمى الوحدة فى هذه الحالة وحــدة ســحب دونى Draw-thou وعند وضع المروحة فى الوحدة قبل الملفات فى مجرى صاعد up-stream تســمــى وحــدة قذف صاعد Blow thou Fig 11.27 ويفضل عادة وحدة السحب

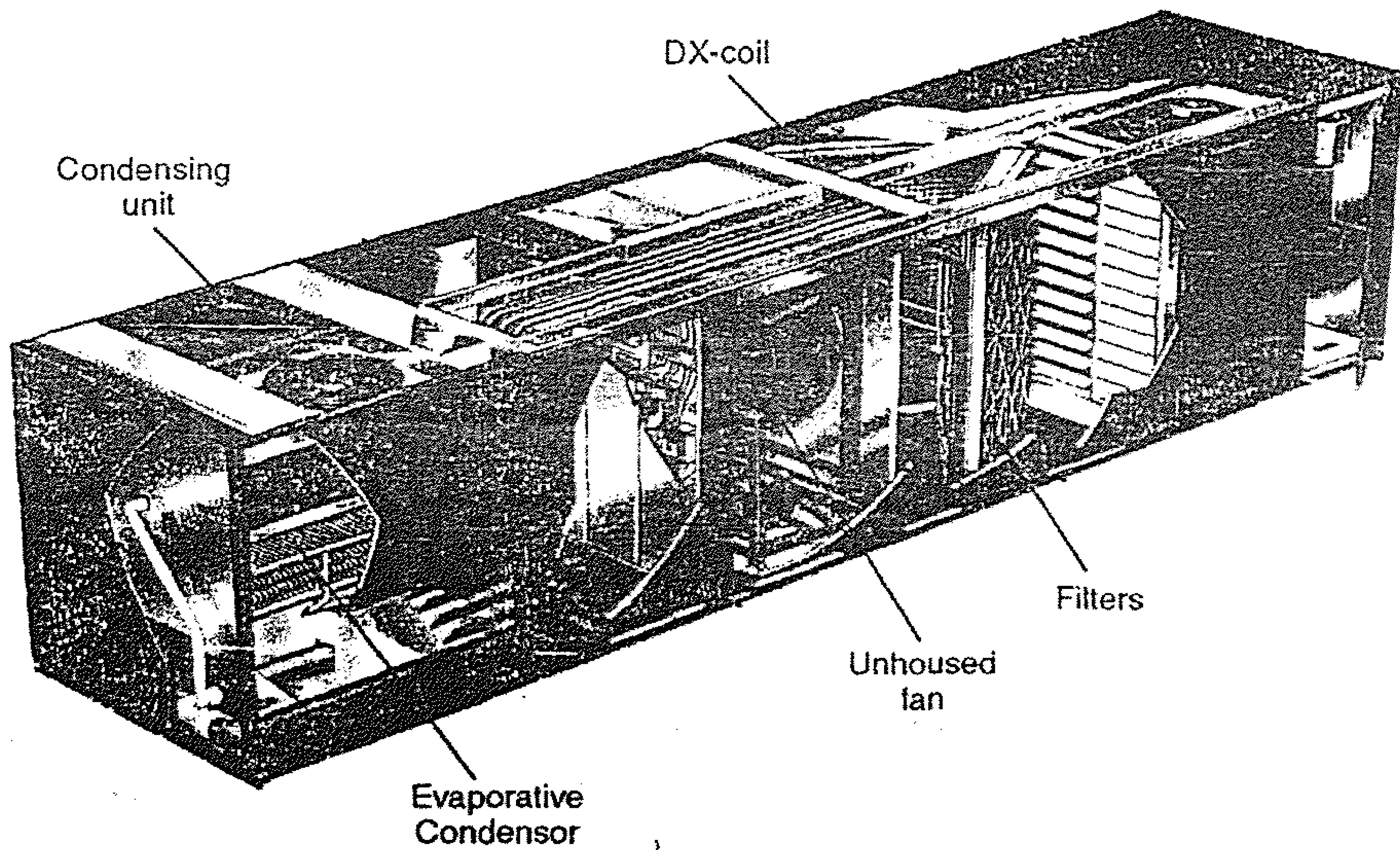


Figure 11.24 A cut view of a rooftop package unit.

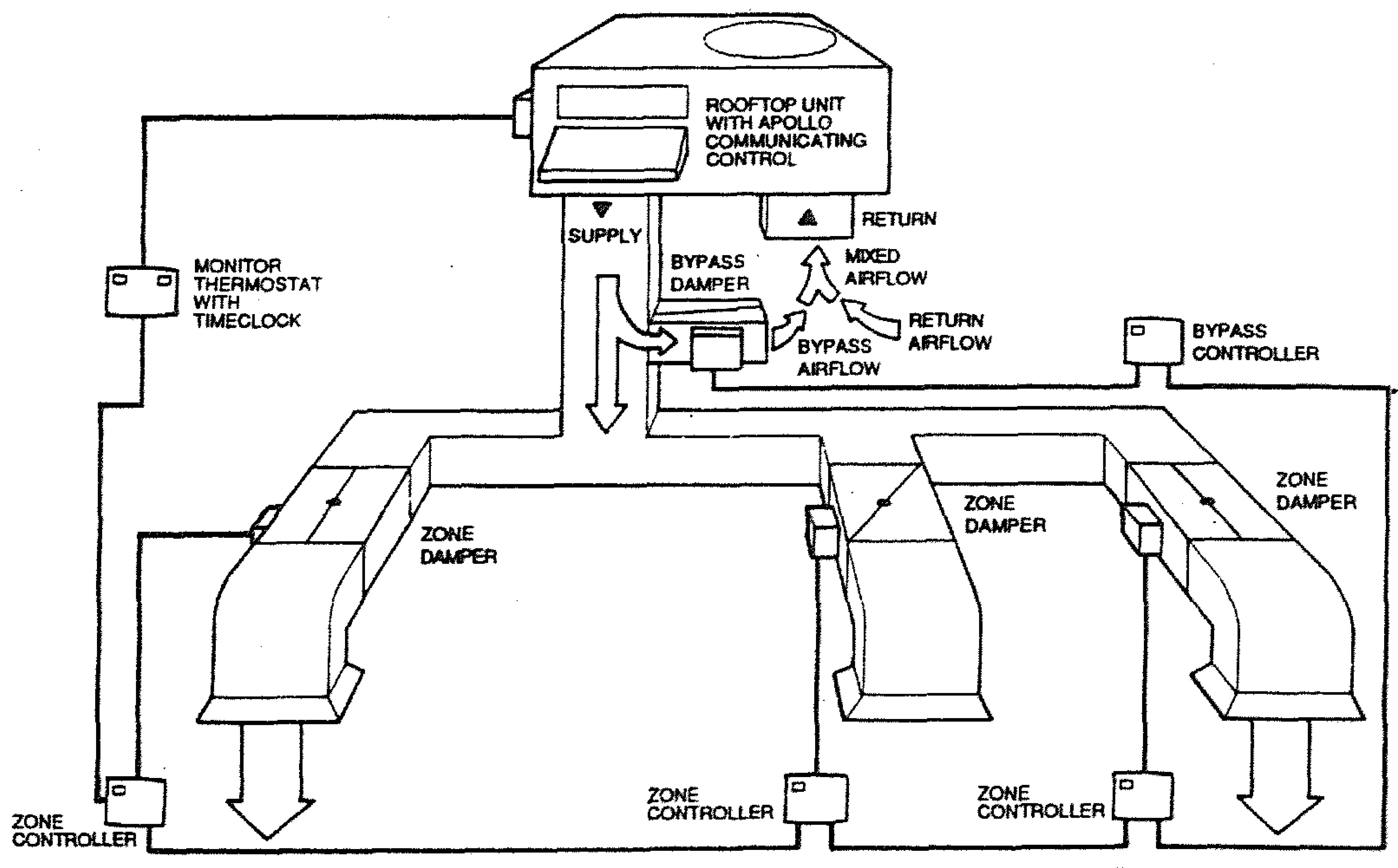


Figure 11.25 Rooftop unit for multi- zone.

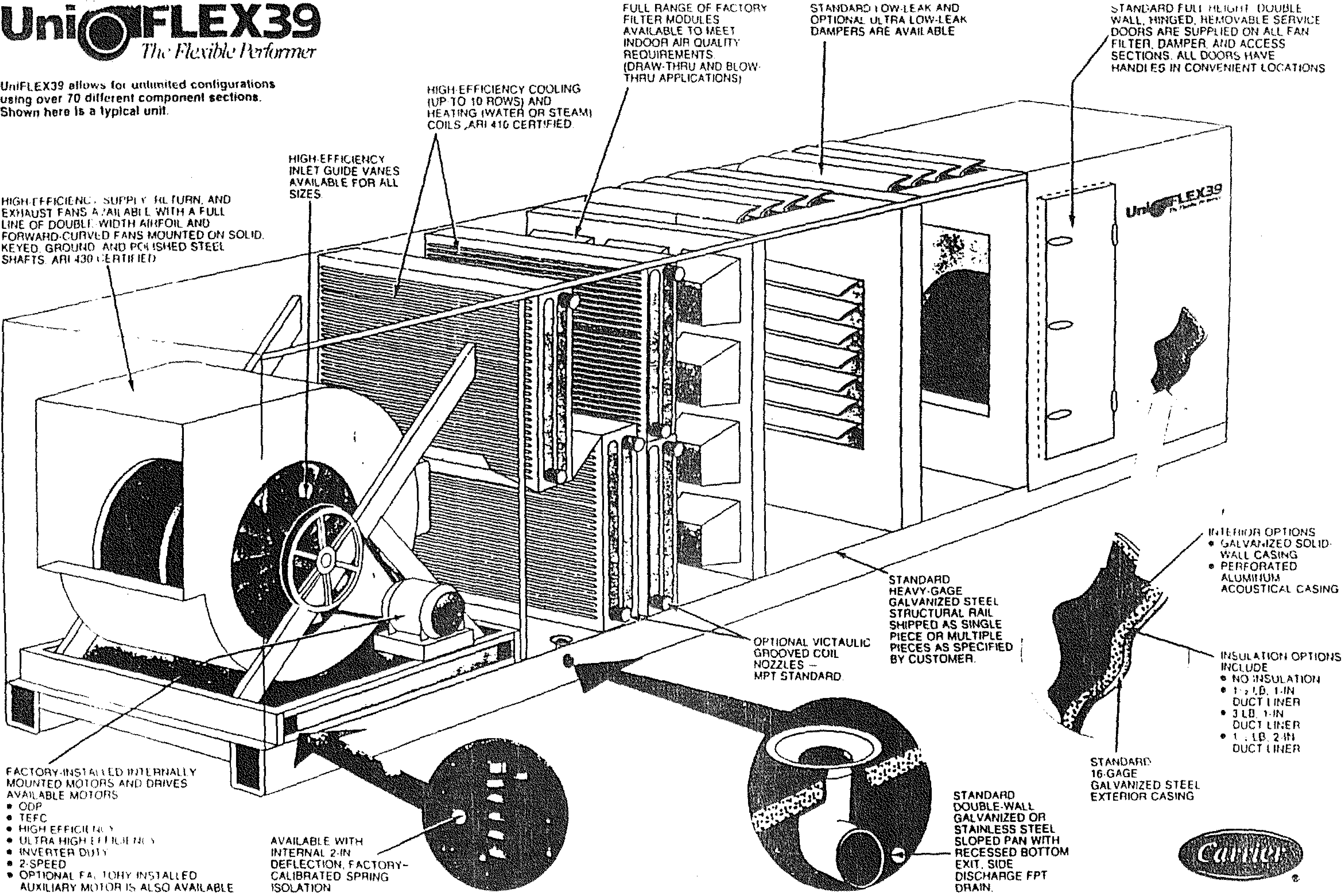
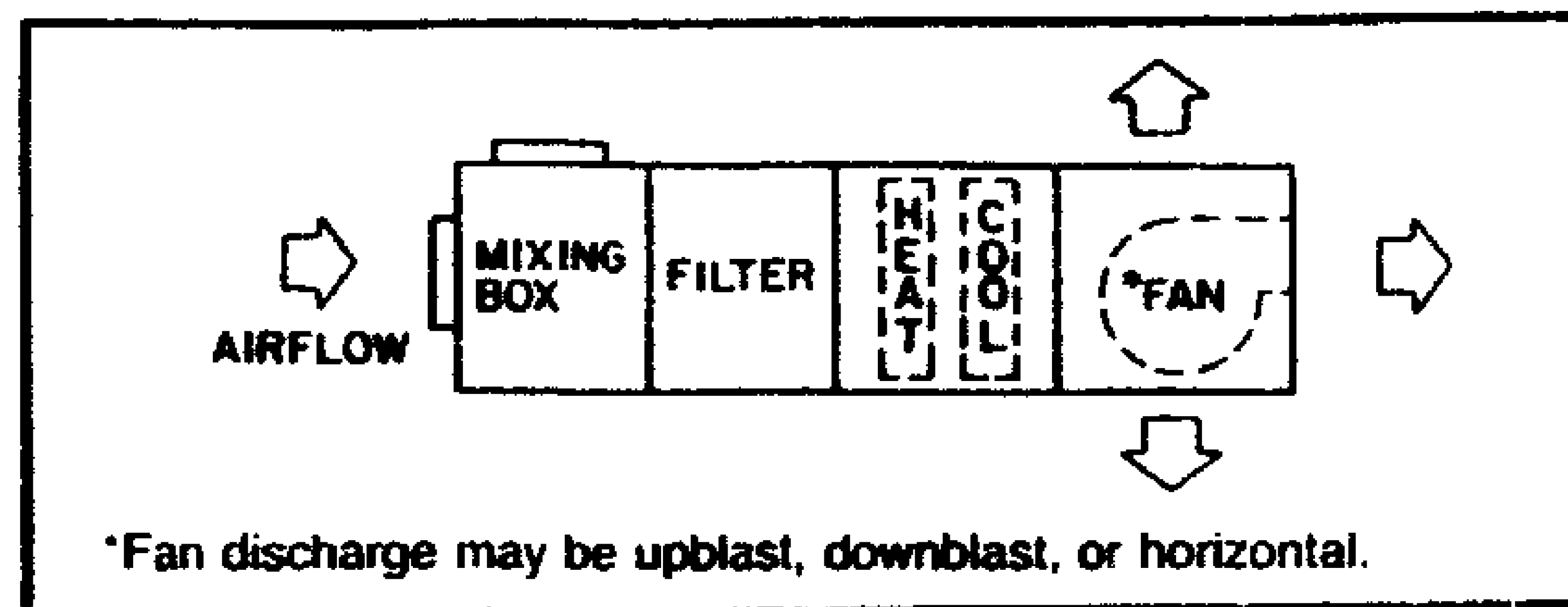


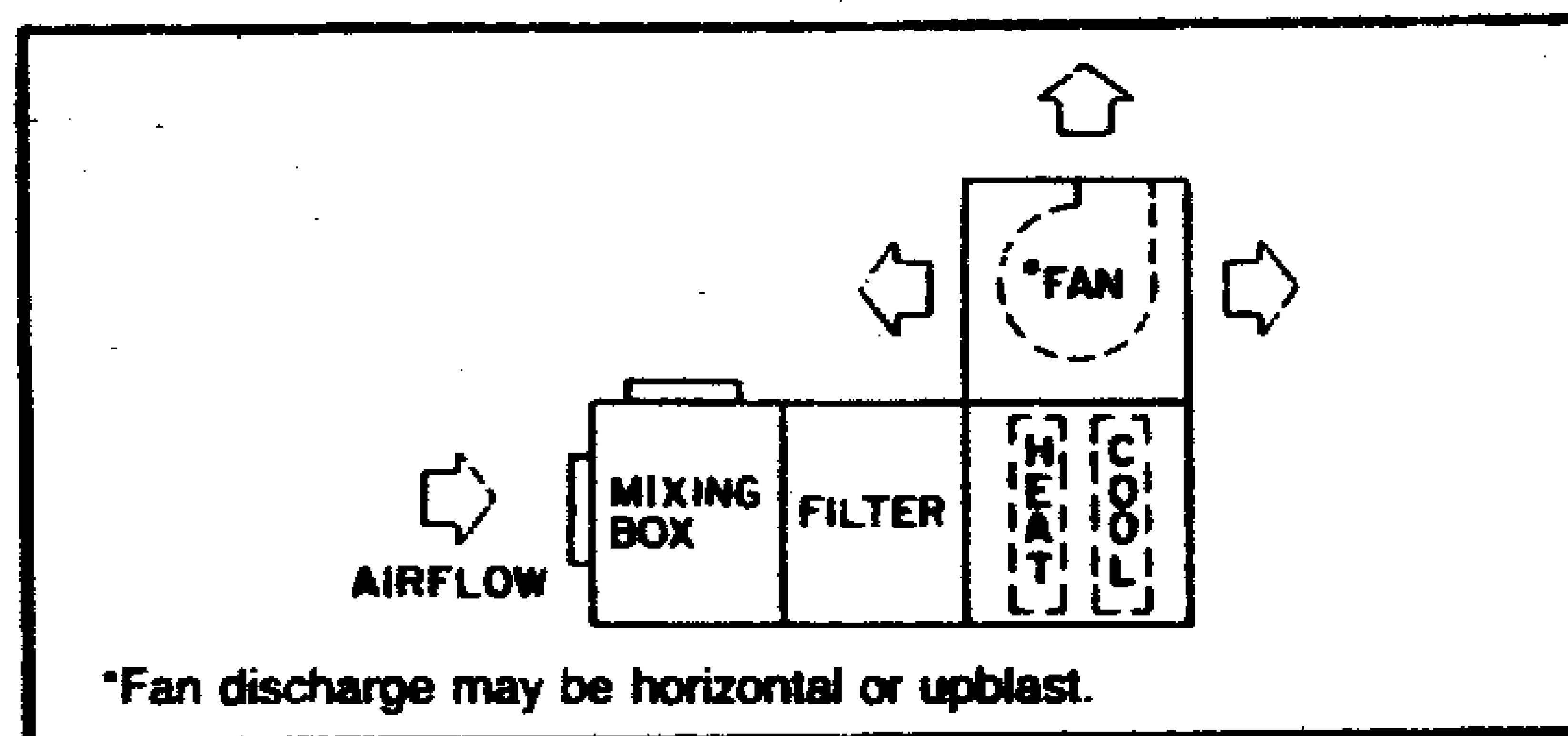
Figure 11.26 A . Carrier air- handling unit.

A **Draw-thru units**

Horizontal



Vertical



B **Blow-thru units**

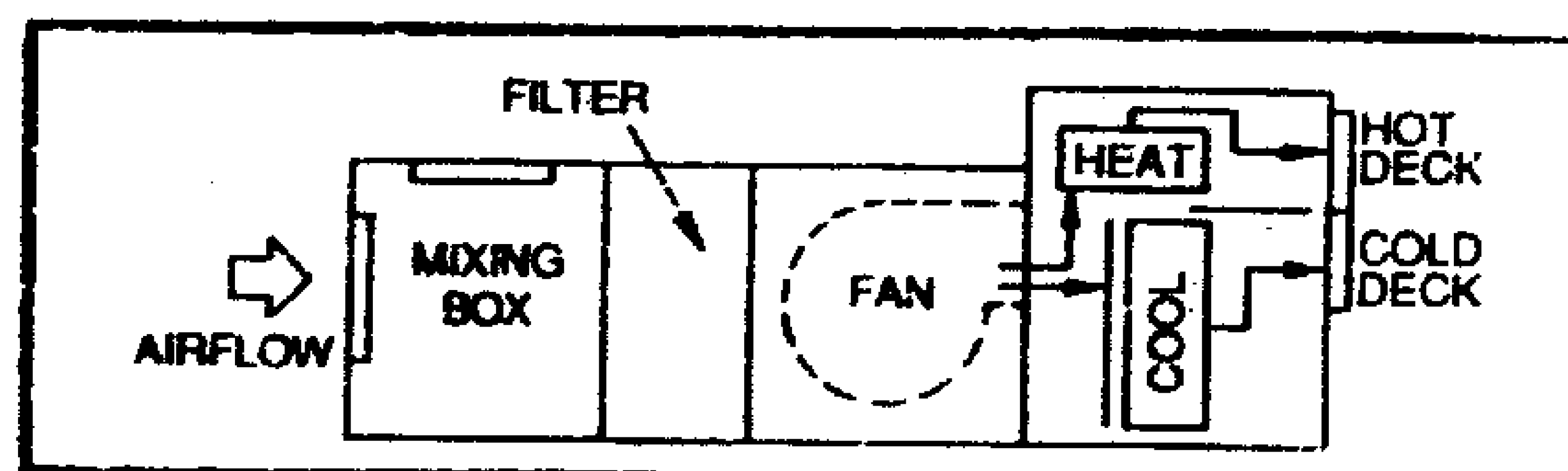


Figure 11.27 Draw- thru (a) and blow thru (b) Air Handling unit.

الدونــي Draw thou حيــث أن الهــواء المسحوب يمر بانتظام على ملفات التبريد والتسخين. هذا وتســتخدم وحــدات القــذف Blow-thou فى أنظمة تعدد المناطق وللتغلب على مشكلة عدم انتظام سريان الهواء على الملفات توضع أحيانا ألواح مثقبة Perforated plates بين المروحة والملفات

11.8 Cooling and Heating Coils ملفات التبريد والتسخين 11.8

تســتخدم ملفــات تــبريد المــاء المثلج القــادم من محطة التبريد Chiller أو بخار مانع التبريد Vapor refrigerant فــى هــذه الحالة تسمى ملفات تمدد جاف Dry expansion (DX) coil تصــنع ملفــات التــبريد من مواسير من النحاس وتغطى بزعانف من الألومنيوم أو النحاس . ويتم تصــنعيها فــى ســربنتينه ويتم ترتيب الملفات أما ترتيب متوازى أو متتالى. فى عدد من الصفوف دخــول المــاء المثلج أو مائع التبريد يتم عادة من أسفل وخروجه من أعلى حتى نضمن تبلل سطح الملف وبالتالى زيادة معدل انتقال الحرارة.

11.8.1 Coil selection اختيار الملف 11.8.1

يتم اختيار الملف من كتالوج المصانع وأداء الملف يعتمد على العوامل الآتية :

- كمية الحرارة المحسوسة والتى يجب أن تنتقل إلى الهواء .
- درجة حرارة الجافة DB والرطبة WB للهواء المار على الملفات.
- تركيب الملف من حيث عدد الزعانف والفراغات بين الزعانف.
- سرعة الماء أو مائع التبريد ويفضل أن تكون 0.9 m/s.
- سرعة الهواء المار على الملفات.
- معامل التلامس Contact Factor (CF) من Table11.1

Table 1 Typical Contact Factor.

No of Rows	Face air velocity, m/s					
	3 fin /cm			6 Fin / cm		
	2	2.5	3	2	2.5	3
2	0.6	0.58	0.57	0.73	0.69	0.65
3	0.75	0.73	0.71	0.86	0.82	0.80
4	0.84	0.82	0.81	0.93	0.90	0.88
6	0.94	0.93	0.92	0.98	0.97	0.96
8	0.98	0.97	0.96			

12 الطاقة الشمسية وعمليات تكييف الهواء

SOLAR ENERGY AND AIR CONDITIONING PROCESSES

مقدمـــــة *General*

الطاقة الشمسية يمكن استخدامها لتزويد أماكن الإعاشة بالماء الساخن وكذلك بالهواء الساخن في تكييف الهواء بدلا من الغلايات والأفران وذلك للأسباب الآتية :

لا يوجـد اثـر لأي تلـوث مـثل الـذي يحـدث مع عوادم الوقود المستخدم Depletable fuel بالإضـافة أنـه ليسـت لها تكلفة تدفع نتيجة استخدام هذه الطاقة حيث أنها متاحة للجميع . والتكلفة الوحـيدة تتمـثل فـي قيمة معدات التسخين بالطاقة الشمسية . نتيجة أزمة الطاقة والتي ظهرت عام 1973 زادت الحاجـة إلـى اسـتخدام مصـادر الطاقة الجديدة والمتجددة وكان في مقدمتها الطاقة الشمسية وأحرز تقدم كبير في هذا المجال في كل من اليابان واستراليا ودول اخرى كثيرة .

إذا كان أول استخدام للطاقة الشمسية محصورا في عملية التدفئة فقد أتسع هذا الاستخدام ليمتد إلى استخدامها لإمداد وحدة تبريد بالطاقة اللازمة بدلا من الطاقة الكهربائية لتعمل بالامتصاص. ساعد على ذلك العوامل الأتية :

1- الازمة الحادة للطاقة والصراع المحموم بين الدول الكبرى والدول المنتجة للبترول .

2- التغيرات البيئية وزيادة الطلب على طاقة نظيفة لا تساهم في التلوث البيئي .

3- امكانية اسهام الطاقة الشمسية في إمداد الإنسان بكمية معقولة من طاقة نظيفة لا تسيطر عليها قوة ما دون ثمن و لايمكن حجبها او منعها عن الدول الضعيفة .

4- يزداد الطلب على الطاقة الشمسية لإستخدامها في التبريد بسبب الآثار الضارة الناتجة عن استخدام موائع التبريد (الفلوركلوروكربون) واسهامها في توسيع ثقب طبقة الأوزون التي تحمي الأرض من الاشعة الضارة وتغيير مناخ الكرة الأرضية .

5- تمتع بلدان الشرق الأوسط بميزة لا تتوافر لغيرها بسطوع الشمس معظم أوقات العام .

12.1 Solar Heating System   12.1 نظام التسخين الشمسي

أي نظام تسخين شمسي يتكون من ثلاث عناصر أساسية مجمع شمسي ، خزان ، انظمة توزيع ووحدات طرفية .

12.1.1 Solar collector   12.1.1 المجمعات الشمسية

وظيفة المجمع الشمسي هي تجميع أكبر قدر من الطاقة الشمسية وهناك ثلاثة أنواع من المجمعات الشمسية هي :

* **المجمعات المسطحة** **Flat plate** وهي ذات سطح مستوي وهي تعمل في وضع ثابت Stationary وتستطيع أن تجمع أكبر قدر من الطاقة وهي تواجه الشمس بصورة مباشرة . أما إذا تغير وضع الشمس بالنسبة للمجمعات فسوف تقل كمية الطاقة المجمعة. وتتكون المجمعات المستوية Fig12.1 من غطاء شفاف عادةمن الزجاج Transparent cover يسمح بدخول اشعة الشمس إلى مجموعة من المواسيرTubes يتدفق خلالها ماء يراد تسخينه . هذه المواسير تصنع عادة من الصلب أو الألومنيوم او النحاس وتدهن من الخارج بطلاء أسود ليزيد من قدرتها على امتصاص الأشعة . الجدير بالذكر ان الأشعة المستقبلة طول موجتها قصير وأن الأشعة التي تنعكس للخارج طول موجتها طويل نوعا ما مما يقلل من فرص إعادة الاشعاع للخارج . لكي تقلل كمية الأشعة المنعكسة يستخدم عادة Insulation يحيط بمجموعة المواسير والظرف Enclosure الذي يحوى مكونات المجمع .

هناك نوع آخر من المجمعات المستوية لتسخين الهواء بدلا من الماء كما هو مبين في Fig12.2 وفيه نجد أن الهواء يتدفق في الفراغ بين لوحة الامتصاص Absorber panel والعازل Insulation السفلي. لوحة الامتصاص قد تزود بزعانف لزيادة السطح أما باقي المكونات فهي مثل مجمعات تسخين السوائل .

* **المجمعات المركزة** **Concentrating** وهي عبارة عن مجمعات تعمل مثل المرايا المقعرة Concave وهي تقوم بتجميع الأشعة وتركيزها بحيث تكون درجة حرارتها أعلى من التي تقوم بها المجمعات المستوية . هذه المجمعات يمكن تحريكها طبقا لوضع الشمس لذلك فهي اكثر مقدرة على تجميع الأشعة الشمسية فهي أغلى من مثيلتها المستوية

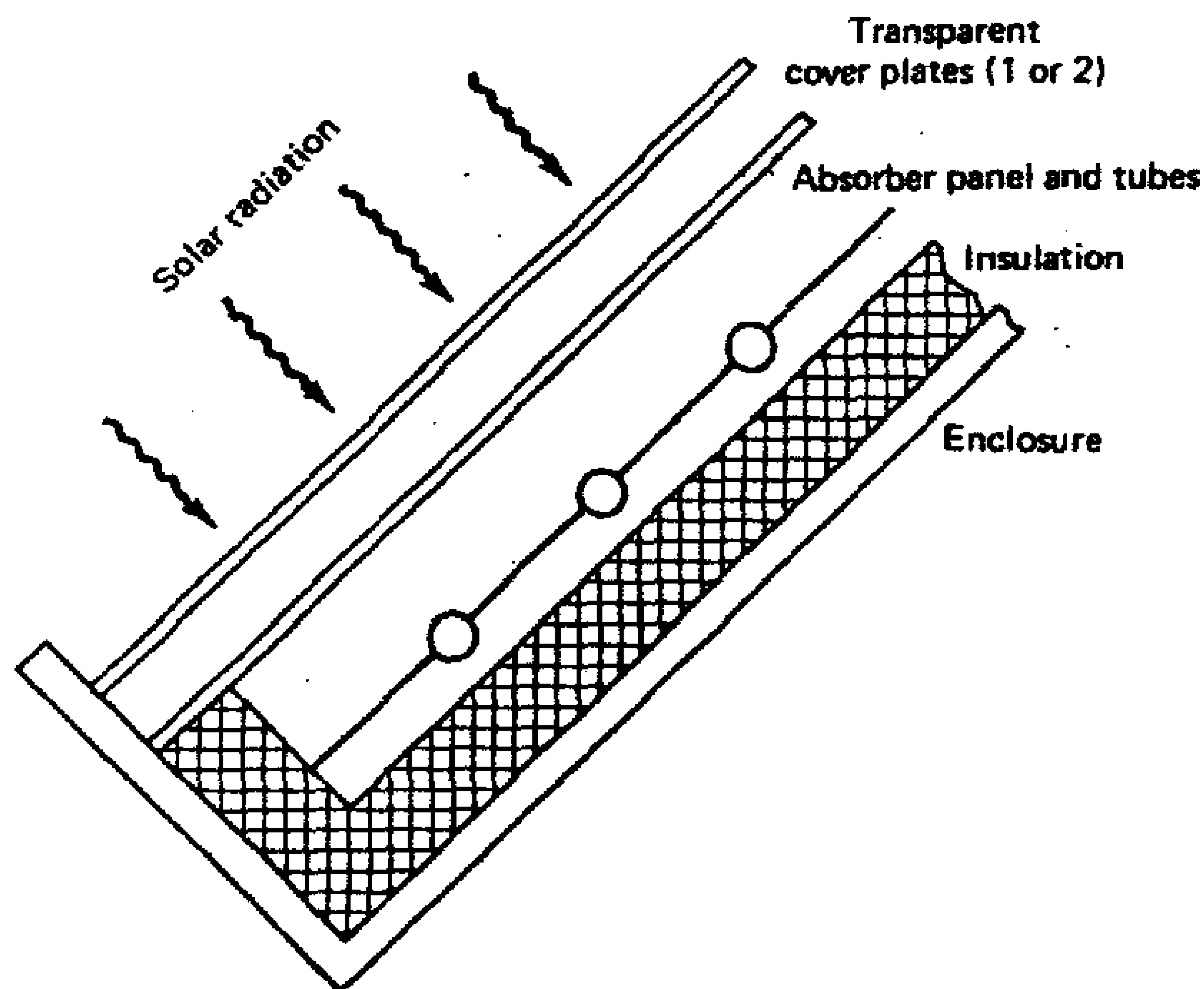


Figure 12.1 Flate plate collector for heating liquids

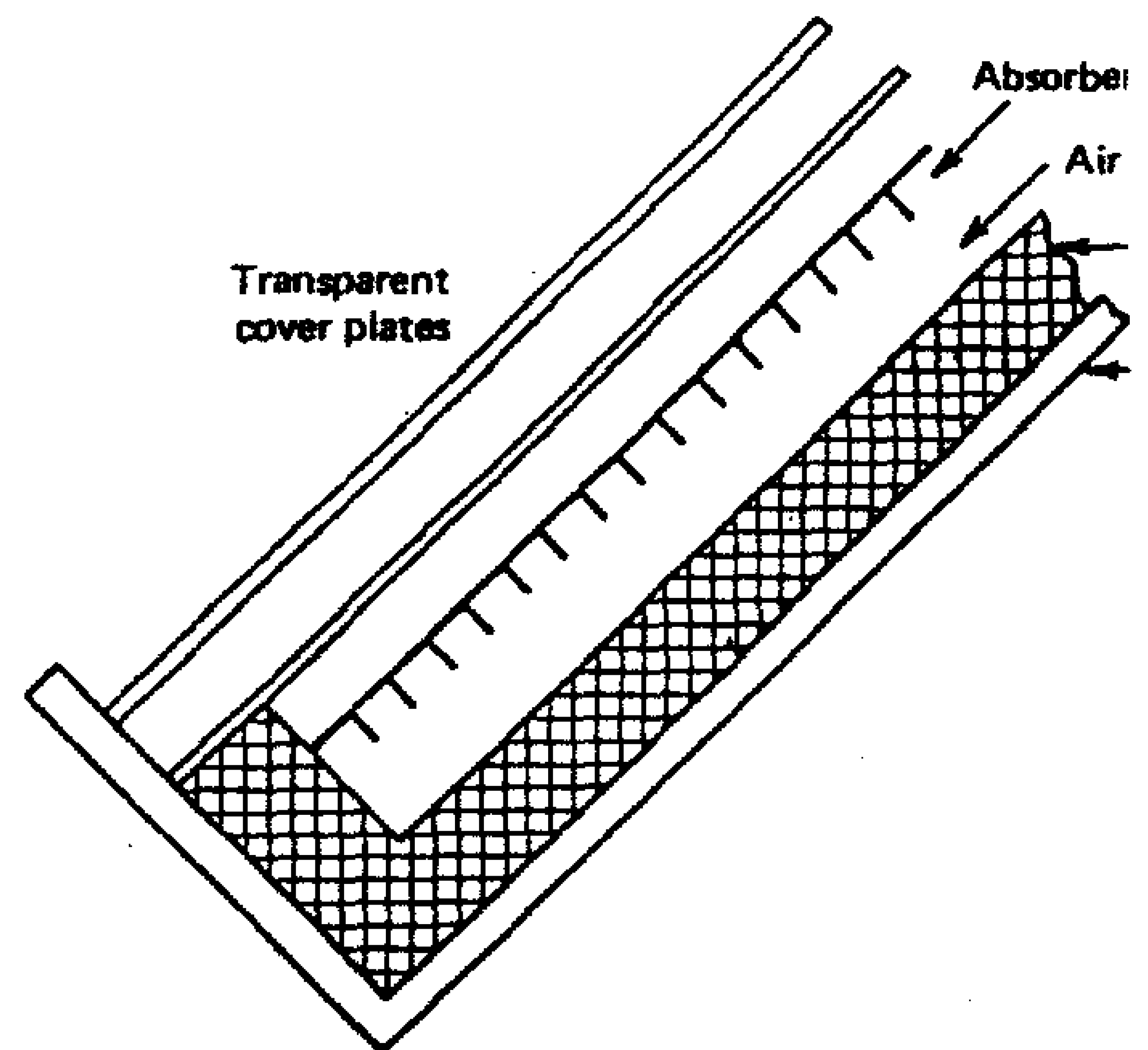


Figure 12.2 Flate plate collector for heating air

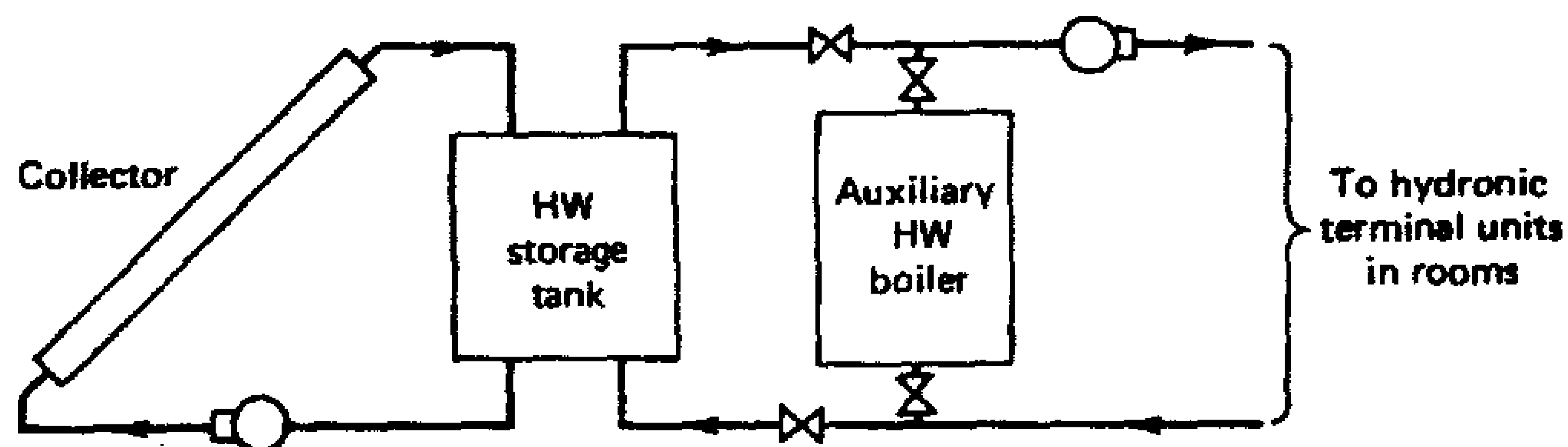


Figure 12.3 Solar heating system with liquid collector

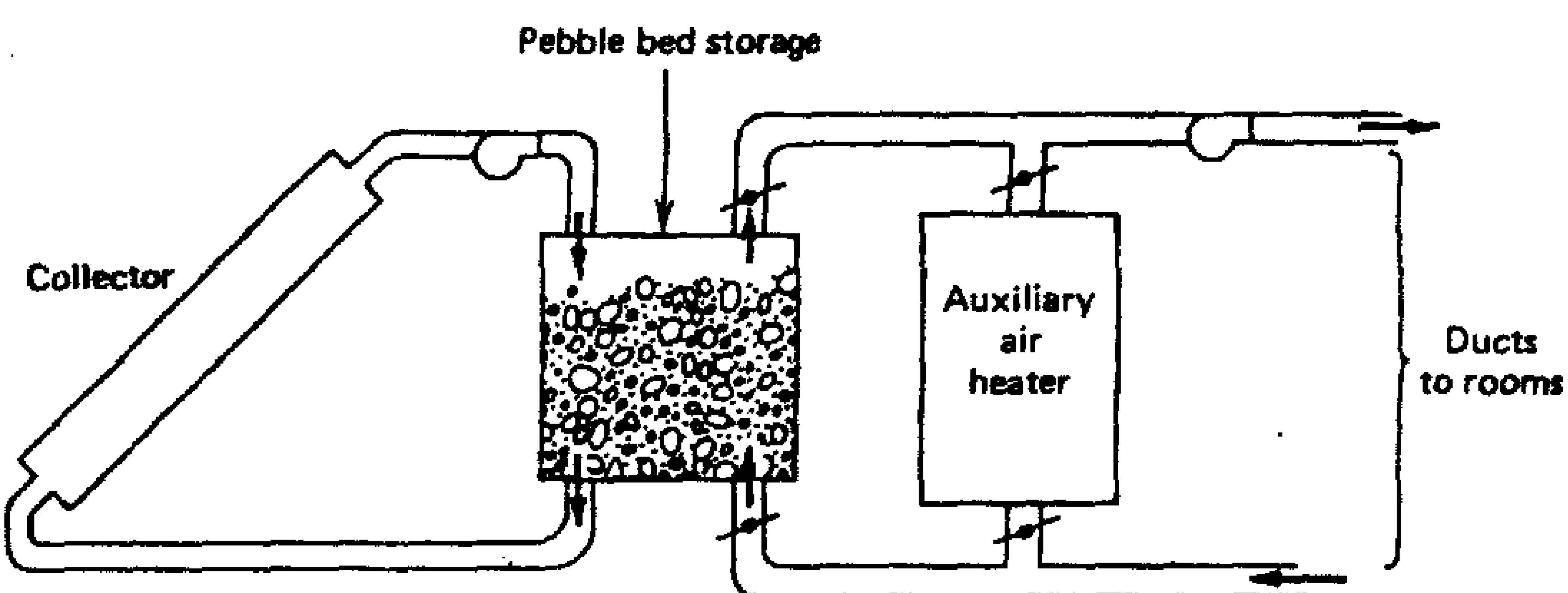


Figure 12.4 Solar heating system with air collector.

- **مجمع انبوبة مفرغة الهواء Evacuated tube** هو عبارة عن انبوبة يتدفق خلالها السائل المراد تسخينه . هذه الأنبوبة مركبة داخل انبوبة اكبر شفافة تسمح بمرور اشعة الشمس إلى أنبوبة السائل (الأولى).الفراغ المتكون بين الأنبوبتين يتم تفريغه من الهواء. هذا التصميم يقلل من الفقد الحراري بالحمل وهي تعمل بنفس طريقة عمل الترموس العادي . كفاءة هذا النوع من المجمعات عالية مقارنة بالمجمعات المستوية، وتستطيع أن تسخن مياة بدرجة حرارة عالية نسبيا . من عيوبها أنها عالية تكاليف التصنيع مما يحد من استخدامها مثل المجمعات المركزة مقارنة بالمجمعات المستوية .

12.1.2 خزانات الطاقة الشمسية *12.1.2 Solar energy storage*

تقوم المجمعات الشمسية بتجميع اشعة الشمس خلال فترة سطوعها فقط وبالتالي لابد من تخزين هذه الطاقة لاستخدامها في الوقت الذي لا تسطع فيه الشمس .

هناك ثلاث أنواع من خزانات الطاقة الشمسية.

الأول – **خزان تقليدى** فيه يتم تسخين المياه Fig12.3 وتخزينها لاستخدامها عند الحاجة إليها.

الثاني – **خزان الحصى** . الهواء الساخن فى المجمع Fig12.4 يمر خلال صندوق ملئ بالحصى Pebble من أعلى والذي يعمل كوسيط خازن للحرارة. عندما تكون هناك حاجة للحرارة يتم دفع الهواء خلال الحصى الساخن من أسفل ثم يتم دفعه للمبنى المراد تدفئته .

الثالث – **خزان حرارة الانصهار**. تستخدم الحرارة الكامنة للإنصهار لتخزين الحرارة ، حيث يقوم الماء الساخن من المجمعات الشمسية بالسريان في ملفات محاطة بمادة قابلة للانصهار في درجة حرارة مناسبة للانصهار . يستخدم ايضا ملف داخل المبنى محاط أيضا بنفس المادة القابلة للانصهار . المادة المنصهرة في الملف الأول تعطي حرارتها الكامنة نتيجة الانصهار لهذه المياة وتتجمد هي مرة أخرى . هذه الطريقة غير منتشرة بصورة كبيرة .

من الملاحظ أن استخدام خزانات الطاقة لتزويد المباني بالحرارة في جميع الأحوال المناخية غير مناسب من الناحية الاقتصادية حيث يتطلب ذلك استخدم خزان كبير .

لتزويد المبنى بالطاقة اللازمة خاصة في الأحوال المناخية السيئة وللتغلب على ذلك يتم تزويد خزانات الطاقة بمصادر تقليدية للطاقة (احتياطية) لاستخدامها عند الحاجة .

12.2 أنواع أنظمة التسخين الشمسي

12.2 Types of Solar Heating System

- ابسط أنواع هذه الأنظمة هو المبين في Fig12.5 وهو المستخدم في تدفئة أماكن الإعاشة. في هذا النظام فإن الماء الساخن من المجمعات الشمسية Collector يمر خلال خزان به مبادل حراري ويخرج منه إلى خط التغذية Supply . بالإضافة إلى المبادل الحراري فإن الخزان مزود بسخان إضافي يستخدم في الأحوال المناخية السيئة . الماء الراجع أو ماء الاستعاضة Make-up water يدخل إلى الخزان ومنه إلى المجمعات الشمسية . قد تستخدم طلمبة لزيادة معدل تدفق المياه عند الحاجة وفي الأنظمة الكبيرة . اذا استخدم هذا النظام في ظروف مناخية ذات درجة حرارة أقل من الصفر المئوي فيجب استخدام مائع آخر درجة تجمده أقل بدرجة كافية مثل إثيلين جليكول ethylene glycol للتغلب على هذه المشكلة . وفي هذه الحالة يستخدم مبادل حراري ذو حائط مزدوج Double-wall heat exchanger كما هو مبين في Fig12.6 .
- نظام التسخين الشمسي باستخدام دائرة المجمع المغلقة مع نظام هيدرونيك مزود بوحدات طرفية موضح في Fig12.3. فى هذا النظام فان الماء الساخن أو المائع الغير قابل للتجمد يسخن الماء الموجود فى الخزان الذى يستخدم بعد ذلك لتغذية الوحدات الطرفية. يستخدم فى بعض الأحيان غلاية تقوم بتسخين اضافى للماء القادم من المجمعات الشمسية. الماء الساخن القادم من المجمعات الشمسية او من الغلاية يمكن استخدامه فى تزويد ملفات التسخين المار عليها الهواء.
- نظام التسخين الشمسى باستخدام هواء مار فى المجمع مبين فى Fig12. 4 حيث الهواء الذى تم تسخينه خلال المجمع يتم توجيهه مباشرة بواسطة المروحة إلى أماكن الإعاشة أما إذا كانت طاقة المجمع اكبر من القدرة المطلوبة فيتم تخزين جزء منها فى خزان الحصى Pebble bed storage حيث يمكن استخدام الفائض عند الحاجة . قد يزود هذا النظام بسخان إضافي لتعويض الحرارة إذا كانت قدرة المجمع اقل من المطلوب او فى الظروف المناخية السيئة .

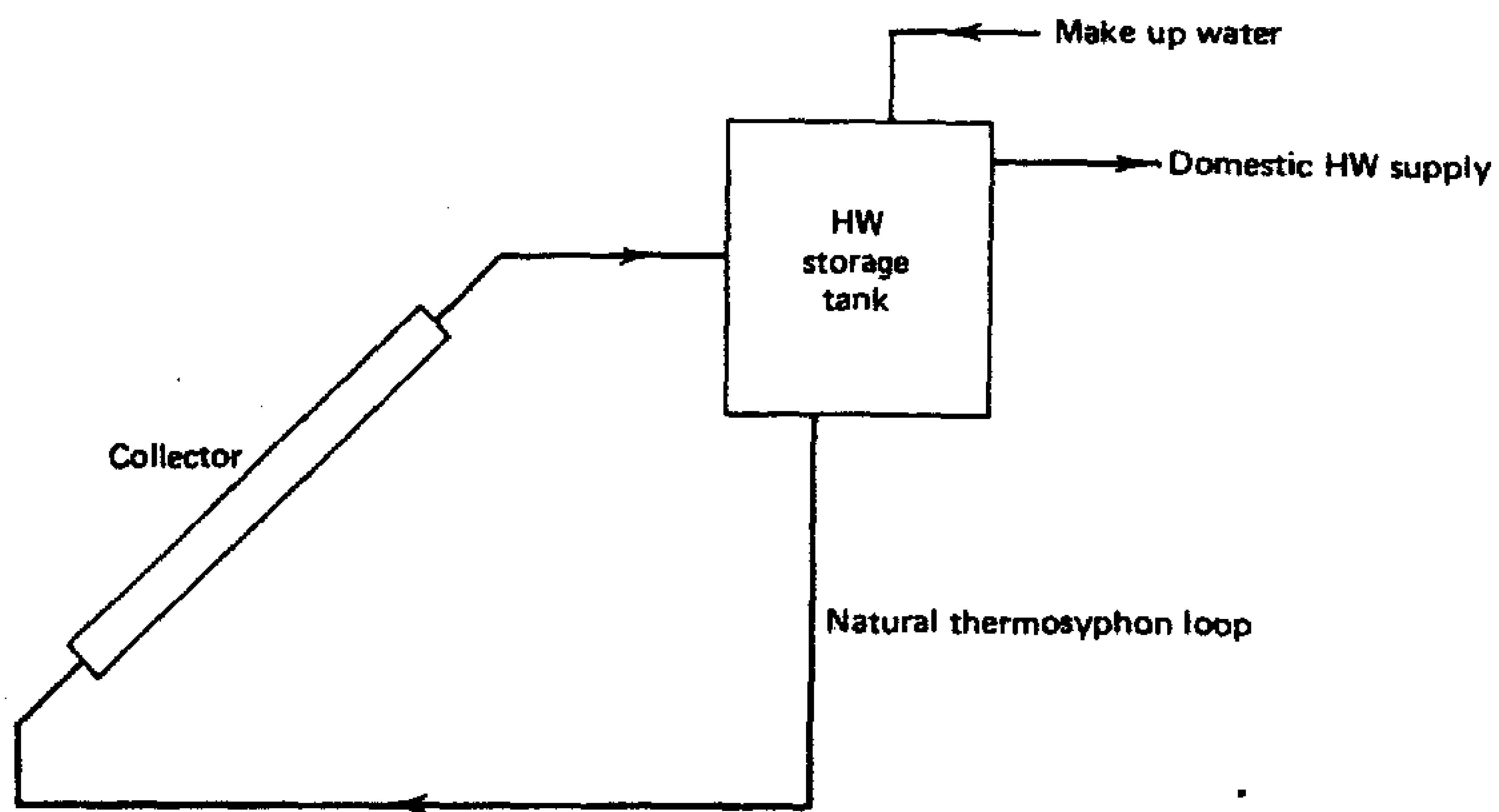


Figure 12.5 Solar domestic hot- water heating system .

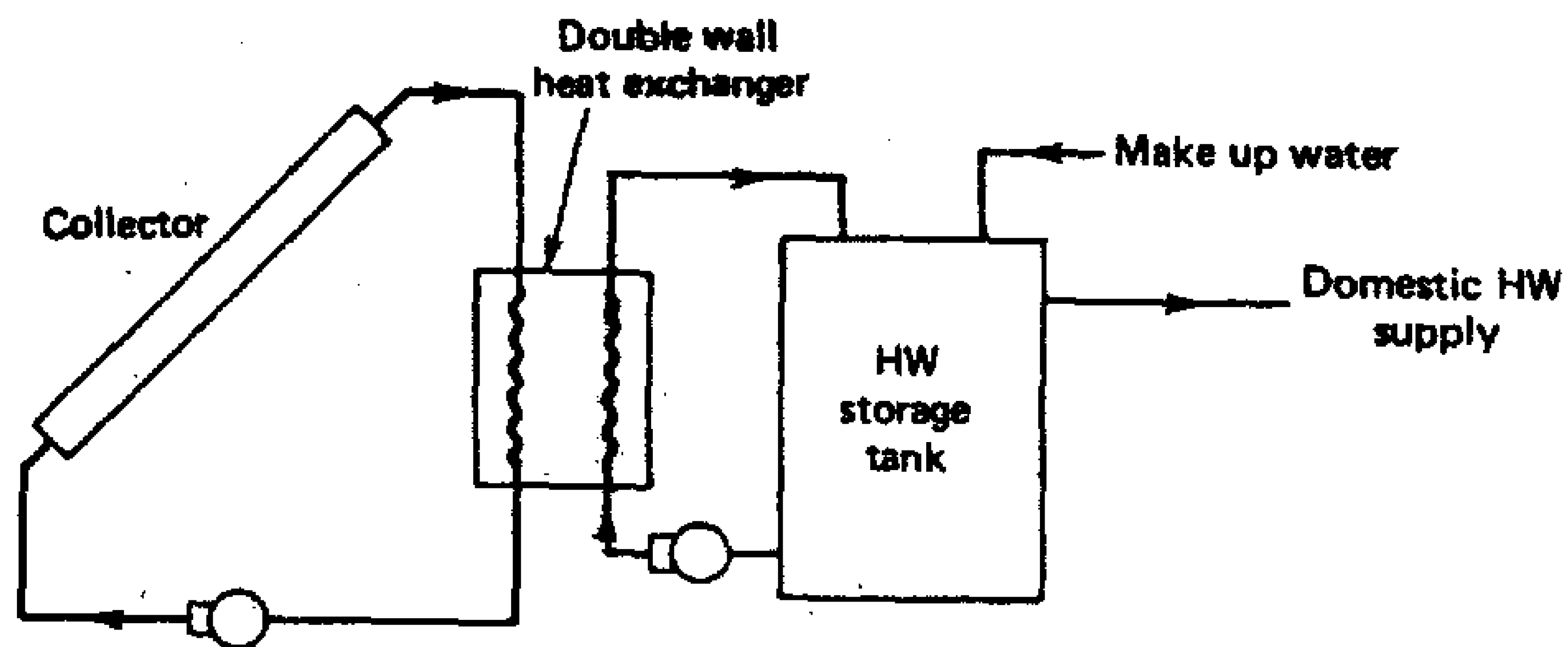


Figure 12.6 Double – wall heat exchanger heating system.

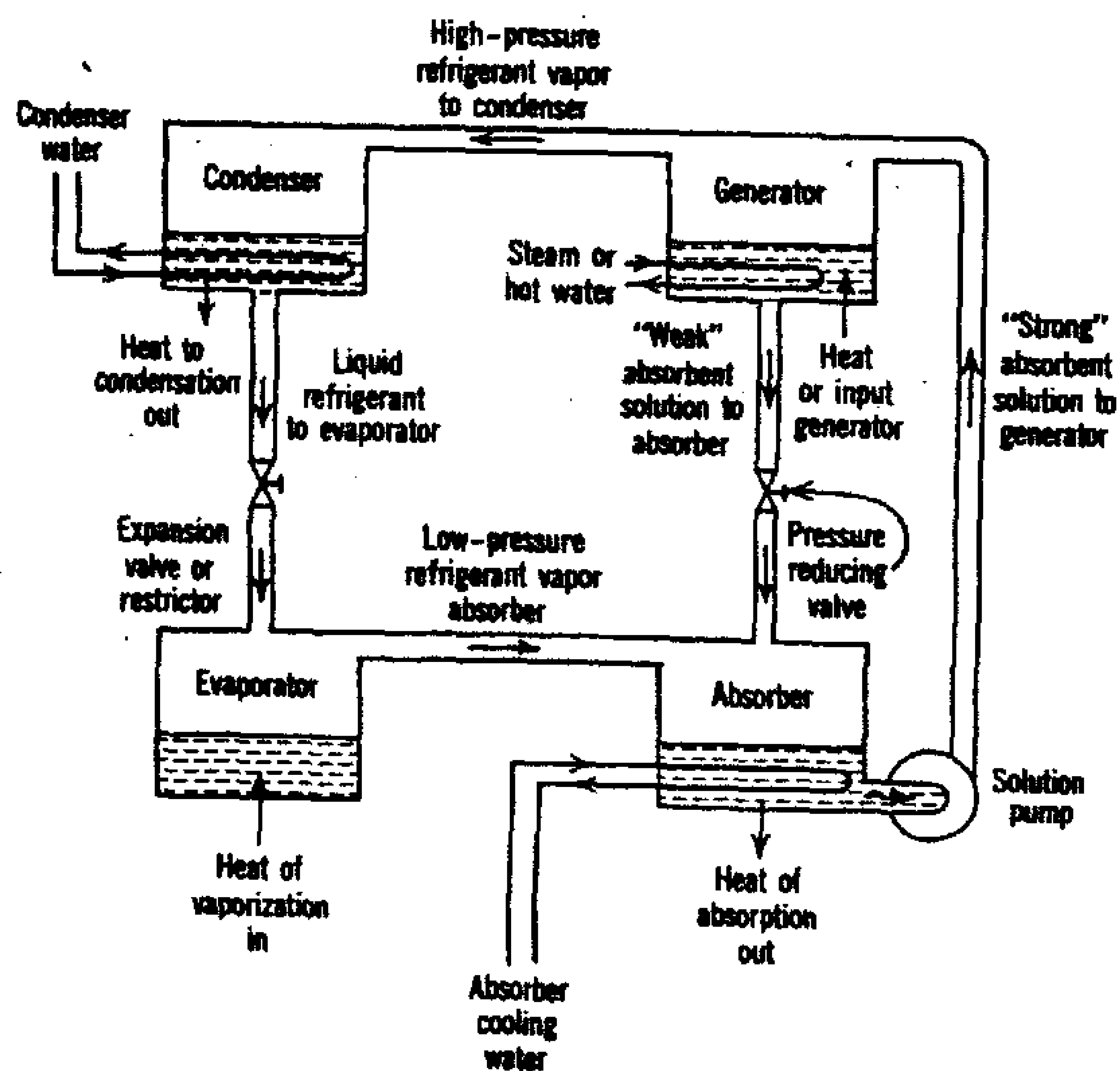


Figure 12.7 Basic absorption refrigeration cycle.

مقارنة أنظمة التسخين الشمسى باستخدام الماء والهواء تبين ان الأخيرة لها بعض العيوب متمثلة فى ضخامة الحجم مقارنة بالأنظمة المائية وذلك لانخفاض السعة الحرارية للهواء مقارنة بمثيلتها للماء هذا من جهة. ومن جهة أخرى فان مشاكل الأنظمة المائية مثل التجمد او التسرب غير موجودة فى الأنظمة الهوائية .

12.3 أنظمة التبريد الشمسى *12.3 Solar Cooling Systems*

الطاقـة الشمسـية وان كانـت تستخدم بصورة اساسية لتوليد الحرارة اللازمة للتدفئة فانها ايضا قد تسـتخدم لانـتاج تاثـير التـبريد وهـذا يـتم اما عن طريق كونها مصدر حرارى لمحطة رانكن Rankine لتولـيد القوى عن طريق تربينه Turbine تجارية تستخدم لإدارة ضاغط محطة التبريد أو تستخدم كمصدر حرارى لتشغيل محطة تبريد تعمل بالامتصاص

. Absorption refrigeration plant

12.4 دائرة التبريد بالامتصاص

12.4 Absorption Refrigeration Cycle

أول مـن اخـترع دورة التبريد بالامتصاص هو الفرنسي فرديناند كير Ferdinand Carre وحصل علـى بـراءة الاخـترع فـى الولايـات المتحدة عام 1860. وقد تم استخدامها للمرة الأولى خلال الحرب الأهلية الأمريكية بعد توقف الإمداد بالثلج الطبيعى من الشمال الأمريكى .

يقـوم مـبدأ عمل دورة الامتصاص على نظرية مقدرة بعض المواد على امتصاص بعض الغازات ومـن هـنا جـاءت التسمية بدوره الامتصاص. هناك بعض الثنائيات من المواد Pair التى لها مثل هـذه الجاذبـية مـثل ملـح الطعام (كلوريد صوديوم – بخار الماء) فنجد أن لملح الطعام شراهة شـديدة الامتصـاص بخـار الماء ، مثل آخر هو بروميد الليثيوم (LiBr) والماء، حيث يقوم الأول بامتصـاص أبخـرة الـثانى بشـراهة. كلوريد الصوديوم ، بورميد الليثيوم أو أى مادة أخرى تقوم بامتصـاص الأبخرة تسمى مادة ماصة Absorbent والمادة القابلة للامتصاص تسمى مائع التبريد Refrigerant حيث أنها هى التى تعطى تأثير التبريد.

12.4.1 طريقة عمل دورة الامتصاص

12.4.1 Operation Principle of Absorption Cycle

دورة الامتـــصـاص فى بعض الجوانب تتشابه مع دورة التبــريــد بالانضغاط Vapor compression cycle حيث فى كلا الدورتين تحتويان على العناصر الاتية : المكـــثف Condenser، بلــف الانتشـــار Expansion valve والمــبخر Evaporator. كلــتا الدورتـــان تقومـــان بتوظــيف مائع التبريد المتبخر Volatile نتيجة امتصاصه الحرارة من الوسط المـــراد تــبريده تحت ضغط منخفض Low pressure وطرد هذه الحرارة بتكثيفه فى المكثف فى ضـــغط عالى High pressure. الدائرتان تختلفان فى القوى المحركة Motovating force التى تدفــع مـــائع التــبريد فى الدائرة وتولد فرق الضغط بين ضغط التكثيف وضغط التبخير. فى دائرة التـــبريد الانضـــغاطية يقـــوم بهذه الوظيفة الضاغط Compressor الذى يقوم بسحب الأبخرة من المـــبخر خـــلال مواســير سحب الضغط المنخفض ويضخها للمكثف خلال مواسير الطرد للضغط العـــالى. فـــى دائـــرة التـــبريد بالامتصـــاص تم استبدال هذا الضاغط بضاغط حرارى يتكون من جهازيـــن همـــا الماص Absorber والمولد Generator. يقوم الماص بسحب الأبخرة المتكونة فى المـــبخر وبذلـــك يمثل خط السحب أو الضغط المنخفض . ثم يتم رفع ضغط هذه الأبخرة إلى المولد وبذلك يمثل المولد خط الطرد أو الضغط العالى.

- هناك فرق آخر حيث أن الطاقة المستخدمة فى وحدة التبريد بالأنضغاط هى طاقة كهربية فى صورة شغل ميكانيكي يبذله الضاغط فى حين ان الطاقة المستخدمة فى دورة التبريد الامتصاص هى طاقة حرارية قد تكون طاقة شمسية أو طاقة ثانوية من أدخنة أو غازات محترقة أو عوادم أو طاقة كهربائية أو طاقة البخار .
- الفارق الثالث هو عدد الموائع العاملة فى دائرة التبريد بالامتصاص هناك مائع ماص Absorbent والآخر مائع تبريد Refrigerant. أما فى دورة التبريد الإنضغاطية يستخدم مائع واحد.
- إذا أخذنا فى الاعتبار الماء كمائع تبريد والليثيوم بروميد كماص كمثال فنجد أن دورة التبريد بالامتصاص تتكون من الأجزاء الأربعة الرئيسية الآتية Fig 12.7: مبخر Evaporator ،

ماص Absorber وهما يقعان فى منطقة الضغط المنخفض فى الدائرة بالإضافة إلى المكثف Condenser والمولد Generator ويقعان من منطقة الضغط المرتفع فى الدائرة .

دائرة مسار المائع الماص Absorbent تبدأ من الماص Absorber إلى المولد Generator وعودة إلى الماص Absorber مرة أخرى. فى حين دائرة مسار مائع التبريد Refrigerant فتبدأ من المكثف Condenser ثم ملف التمدد Expansion valve ، المبخر Evaporator ، الماص Absorber ثم المولد Generator ثم المكثف مرة اخرى وطبقا لـ Fig12. 7 تعمل دائرة التبريد بالامتصاص وفقا للخطوات الآتية :

1- مائع التبريد (الماء) ذو الضغط العالى من المكثف يتجه إلى المبخر من خلال صمام الانتشار الذى يخفض ضغطه إلى ضغط المبخر .

2- يتبخر مائع التبريد فى المبخر نتيجة امتصاصه للحرارة من الوسط المراد تبريده . بخار المائع ذو الضغط المنخفض يتجه إلى الماص Absorber حيث يتم امتصاصه بواسطة ليثيوم بروميد المائع الماص Absorbent. جدير بالذكر فإن ضغط الماص Absorber أقل قليلا من ضغط المبخر Evaporator مما يسمح لبخار مائع التبريد من السريان إليه. نتيجة امتصاص الماص Absorbent لمائع التبريد Refrigerant فإن الأخير يذوب فيه ويقل حجمه (كما لو كانت تحدث عملية انضغاط للبخار) ونتيجة للذوبان هذا تنبعث حرارة كبيرة. من المعلوم ان معدل الامتصاص يزداد عند درجات الحرارة المنخفضة لتحقيق ذلك تجهز حجزه الامتصاص بملف يمر بداخله ماء بارد قادم من برج التبريد لإزاحة حرارة الامتصاص والمحافظة على درجة حرارة الماص Absorber عند قيمتها.

3- مائع التبريد **Refrigerant** بعد ذوبانه فى المائع الماص Absorbent يصبح محلولا قويا Strong solution وتقوم طلمبة المحلول Solution pump بدفعة ورفع ضغطه إلى الضغط العالى إلى المولد.

4- نتيجة الحرارة المعطاة فى المولد يتم انفصال بخار مائع التبريد Refrigerant vapor عن المائع الماص Absorbent الأخير يصبح محلولا ضعيفا Weak solution وينتجه خلال صمام خافض للضغط Pressure reducing valve إلى الماص Absorber ليقوم بعملية امتصاص جديدة أما البخار مائع التبريد Refrigerant vapor فيتجه إلى المكثف

حيث يتكثف على ملف مار به ماء بارد قادم من برج التبريد ثم يمر خلال صمام التمدد وتتكرر الدورة .

12.4.2 معامل أداء دورة الامتصاص المثالية .

12.4.2 Coefficient of performance of the ideal absorption cycle

إذا اعتبرانا دائرة الامتصاص المثالية الموضحة فى Fig12.8 الآتى

كمية الحرارة المضافة للمولد من المصدر الحرارى هى q_G عند T_G

كمية الحرارة التى تمتص فى المبخر من الوسط المراد تبريده هى q_E عند T_E

كمية الحرارة المنبعثة من الماص هى q_A عند T_O

كمية الحرارة المنبعثة من المكثف هى q_C عند T_O

الشغل الازم لإدارة طلمبة المحلول القوى هو W_P

حيث T_G درجة حرارة المصدر الحرارى K,

T_E درجة حرارة الوسط المراد تبريده

T_O درجة حرارة الوسط المحيط K,

حيث أن الدائرة مثالية حراريا فإن درجة حرارة المصدر الحرارى T_G يمكن اعتبارها مساوية لدرجة حرارة المولد وكذلك درجة حرارة الوسط المراد تبريده T_E مساوية لدرجة حرارة المبخر.

ويتطبق القانون الأول للديناميكا الحرارية للنظام حيث كمية الطاقة المضافة تساوى كمية الطاقة المفقودة نجد أن :

$$q_A + q_C = q_E + q_G + W_P \qquad (12.1)$$

حيث كمية الحرارة المفقود q_O تساوى :

$$q_O = q_A + q_C \qquad (12.2)$$

وحيث ان الجسم الشغال Working fluid يتدفق خلال دائرة مغلقة وبتطبيق القانون الثانى للديناميكا الحرارية بين النظام والوسط المحيط نجد أن

$$\Delta S_{tot} = \Delta S_G + \Delta S_E + \Delta S_O \qquad (12.3)$$

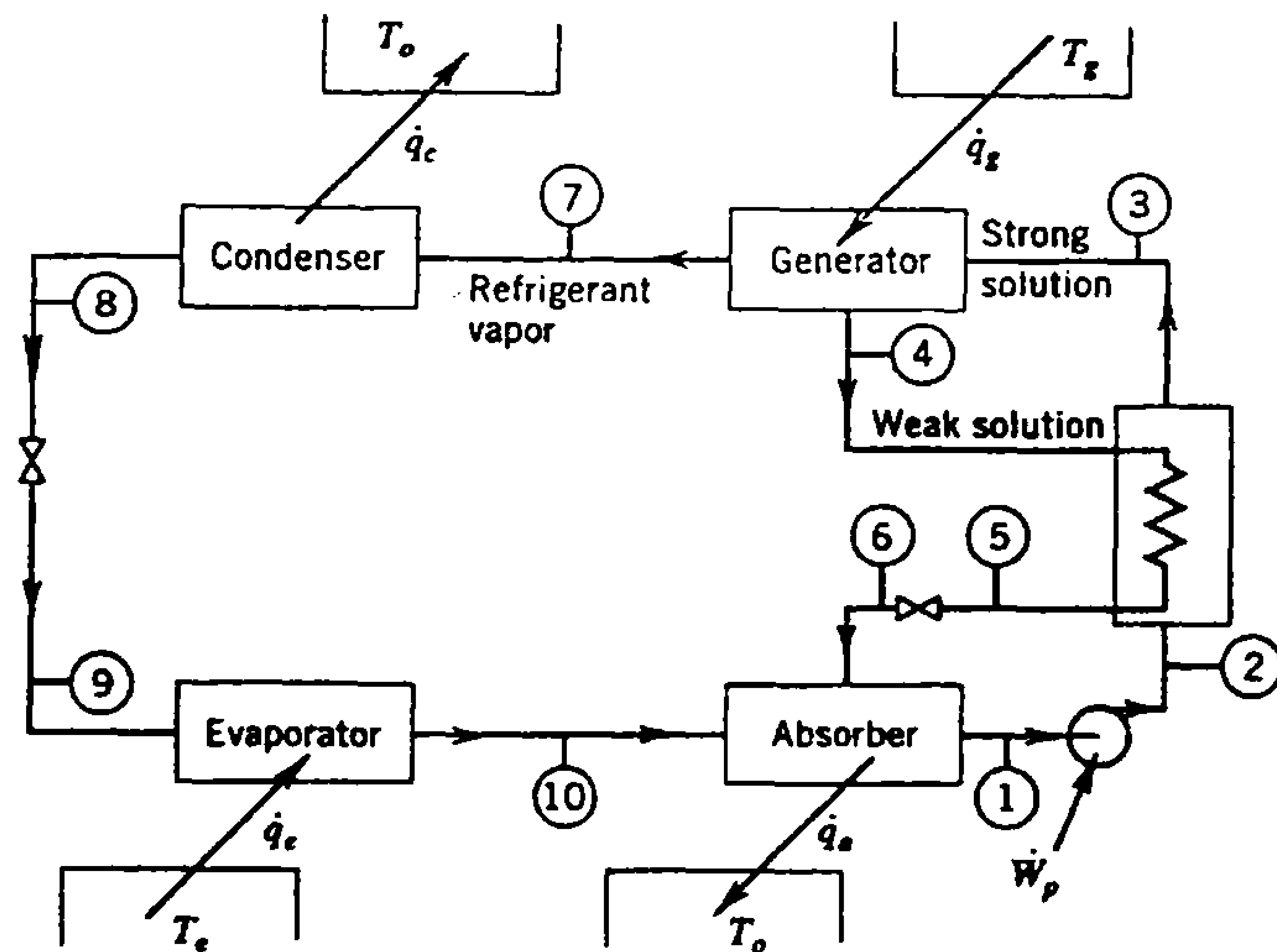


Figure 12.8 heat balance of a simple absorption refrigeration system.

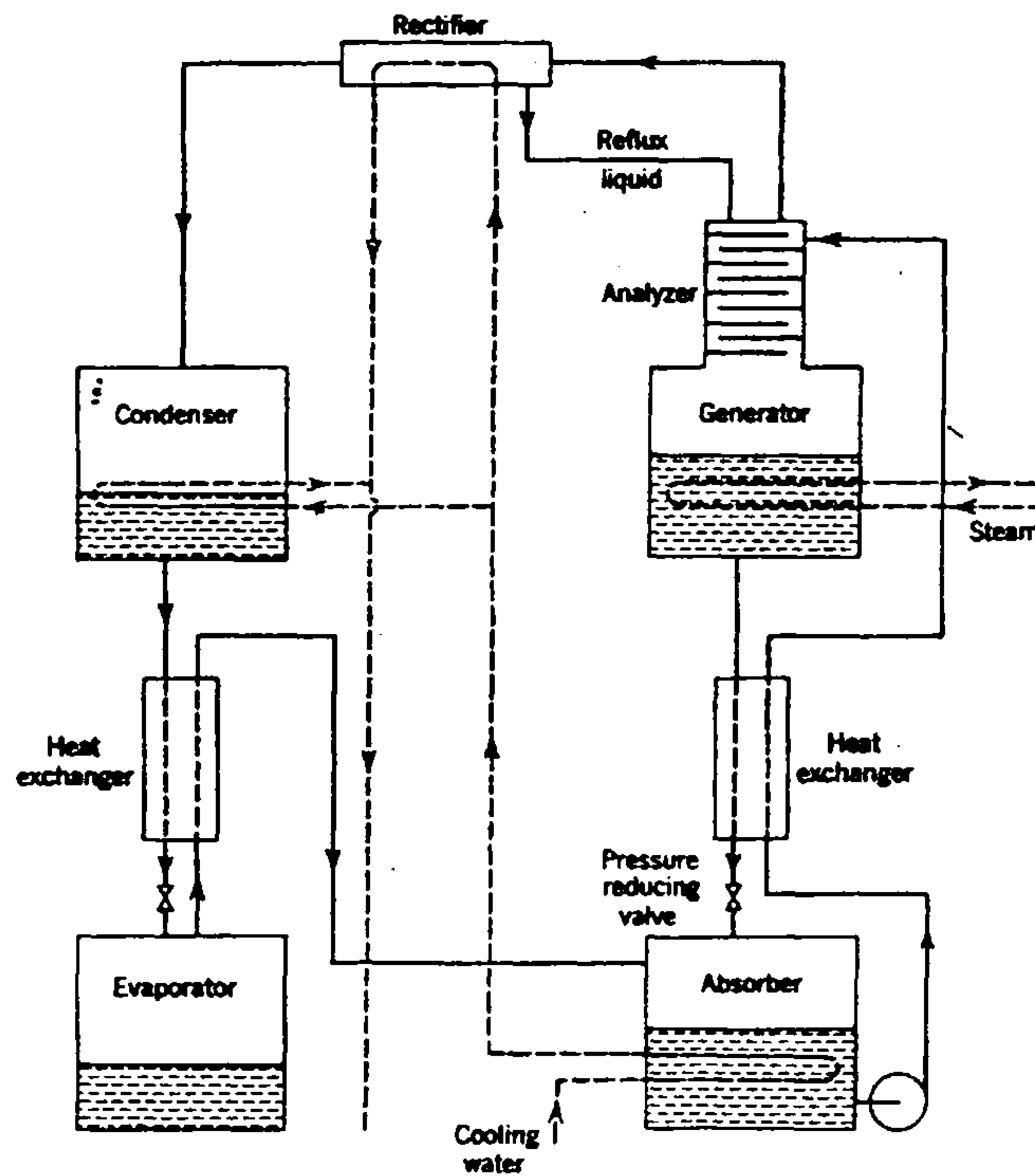


Figure 12.9 Ammonia – water absorption system

حيث ΔS التغير فى الانتروبيا والتى يمكن حسابها كما يلى :

$$\Delta S_G = \frac{-q_G}{T_G} \quad \& \quad \Delta S_E = \frac{q_E}{T_E} \quad \& \quad \Delta S_O = \frac{q_O}{T_O}$$

شغل الطلمبة يمكن تحديدة بالمعادلة

$$Wp = v_f (P_G - P_E)$$

وباعتبار أن الحجم النوعى v_f للسائل صغير جدا مقارنة بالأبخرة يمكن اعتبار شغل الطلمبة مهملا بالمقارنة بكميات الطاقة الأخرى .

المعادلة (12.3) يمكن كتابتها فى شكل

$$\Delta S_{Tot} = \frac{q_G}{T_G} - \frac{q_E}{T_E} + \frac{q_O}{T_O} \geq 0 \qquad (12.6)$$

باعتبار المعادلة (12.1) والمعادلة (12.6) نجد أن

$$q_G \frac{T_G - T_O}{T_G} \geq q_E \frac{T_O - T_E}{T_E} \qquad (12.7)$$

معامل الأداء (COP) يمكن التعبير عنه بالمعادلة

$$\text{COP} = \frac{q_E}{q_G} \qquad (12.8)$$

$$(\text{COP})_{max} = \frac{T_E(T_G - T_O)}{T_G(T_O - T_E)}$$

المعادلة (12.9) تبين أن معامل الأداء الأقصى لدورة الأمتصاص يساوى معامل الأداء (COP) لدورة كارنوت Carnot Cycle العاملة بين درجتى الحرارة T_O , T_E **مضروبا فى معامل** الكفاءة لماكينة كارنوت Carnot engine **العامل بين درجتى الحرارة** T_G , T_O.

فـــى الحقـــيقة فـــإن معـــامل أداء دورة الامتصــــاص يعتبر صغيرا جدا بالمقارنة مع دورة التبريد الانضـــغاطية (0.6 مقـــابل 3 لـــدورة الانضـــغاط) عند نفس مستوى درجات الحرارة ولكن فى المقـــابل فإنـــه مـــن المعروف من دراسة الديناميكا الحرارية أن قيمة الشغل كطاقة أعلى بكثير من قـــيمة الطاقـــة الحـــرارية وبذلك يمكن أعتبار أن تلك ميزة تحسب لدورة التبريد بالامتصاص وعلى هـــذا الاســـاس يكـــون التقييم النهائى ليس فقط للقيمة العددية لمعامل الأداء ولكن لابد أن يشمل ذلك

الـــنواحى الفنـــية والاقتصادية للدورة ومنها قيمة الطاقة المستخدمة وتأثير موائع التبريد على البيئة والازعاج الذى يمكن أن يـحدث من الضاغط وخلافه.

من الأجراءات التى تستخدم لزيادة معامل الأداء لهذه الدورة هو استخدام مبادل حرارى يعمل بين الماص Absorber والمولد Generator يتم خلاله تبـــادل الحرارة بيـــن المحلول القوى Strong solution المار من الماص للمولد والمحلول الضعيف Weak solution القادم من المولد إلى الماص فترتفع درجة حرارة الأول وتنخفض حرارة الثانى هذا يؤدى إلى :

1- ارتفاع درجة حرارة المحلول القوى يؤدى إلى تخفيض كمية الحرارة المطلوبة فى المولد q_G وبالتالى زيادة معامل الاداء COP.

2- انخفاض درجة حرارة المحلول الضعيف الواصل إلى الماص يؤدى تخفيض كمية المياه المطلوبة لتبريد الماص.

12.4.3 تآلف مائع التبريد – والماص

12.4.3 Refrigerant - absorbent combination

لكى تعمل دائرة الامتصاص بصورة جيدة لابد من اختيار كل من مائع التبريد Refrigerant والماص Absorbent بحيث يوائم كل منهما الأخر ولتحقيق ذلك لابد من :

1- أن يكون للماص Absorbent شراهة Affinity لامتصاص بخار مائع التبريد.

2- من وجود تفاعل متبادل بحيث يذوب كل منهما فى الأخر.

3- من توافر عامل الأمان Safe وعدم التحلل Stable.

4- عدم القابلية للصدأ Non-corrosive معا أو فى صورة منفردة .

5- يكون المائع الماص غير متطايرا بحيث أن بخار مائع التبريد المغادر للمولد لا يجب أن يحتوى على كمية من المائع الماص.

6- يتمتع مائع التبريد بحرارة نوعية كامنة كبيرة بقدر الإمكان. من الثنائيات التقليدية هى ماء– ليثيوم بروميد .

..ث الماء يعمل كمائع تبريد وليثيوم بروميد كماص ولذلك فإن دورة الامتصاص بهذه الثنائية من الموائع تعمل فقط فى مجال تكييف الهواء أى فى درجات الحرارة الموجبة .

ثنائية أخرى هى النشادر – الماء. النشادر يعمل كمائع تبريد والماء يعمل كماص – هذه الثنائية تسمح لدورة الامتصاص بالعمل فى درجات الحرارة المنخفضة.

12.4.5 دورة النشادر – الماء   12.4.5 Ammonia- water System

هـــذا النظام يستخدم بصورة كبيرة فى الثلاجات المنزلية والتجارية وفى بعض الأغراض الصناعية حيــث درجـــة الحرارة فى المبخر قد تكون قريبة من الصفر المئوى أو أقل. فى هذه الدورة نجد ان المـــاء (المـــاص) لـــه شراهة كبيرة لامتصاص بخار النشادر (مائع التبريد) وأن كل من المائعين يـــذوب كـــل منهما فى الآخر ويتمتعان بمقدرة عدم التغيير مع الوقت وصالحان للاستخدام مع كثير من المواد المستخدمة فى صناعات التبريد عدا النحاس وسبائكة .

العيب الر ئيسى فى هذه الدورة هو أن الماص (الماء) له قابلية للتبخر ولذلك فعند خروج بخار مائع التبريد (النشادر) من المولد إلى المكثف فإنه يخرج معه بعض بخار الماء (الماص) والذى يسير مع النشادر إلى المكثف ومنه للمبخر ويختل بذلك عمل الدورة على أساس أن هذا الخليط سوف يرفع درجة حرارة المبخر ويقلل من تاثير التبريد بسبب خروج مائع تبريد غير متبخر من المبخر .

لزيادة كفاءة دورة الامتصاص ماء نشادر يستخدم في هذه الدورة فاصل – محلل Analyzer وجهاز تقطير Rectifier كما هو مبين في Fig12.9 . فى هذا الشكل نجد أن الفاصل – المحلل Analyzer مركب على المولد Generator وعند خروج خليط بخار الماء – النشادر من المولد خلال الفاصل Analyzer يتم تبريدهما. وحيث ان بخار الماء له درجة حرارة تشبع أعلى من النشادر فإنه يتكثف ويعود للمولد . بينما تواصل أبخرة النشادر في التدفق على المقطر Rectifierأو مكثف رجوع Reflux - condenser حيث يتكثف ما تبقى من بخار الماء مع كمية صغيرة من النشادر ويتم إعادته مرة أخرى إلى الفاصل في صورة محلول ضعيف Weak solution ثم المولد وإلى الماص خلال المبادل الحراري وصمام خفض الضغط .

الجدير بالذكر أن ماء التبريد Cooling water القادم من برج التبريد يتم استخدامه أولا لتبريد الماص Absorber بعد ذلك يستخدم نفس الماء (من أجل ترشيد مياة التبريد) لتبريد المكثف وتبريد جهاز التقطير Rectifier . ماء التبريد الراجع من المكثف Condenser وجهاز التقطير Rectifier يتحدان في ماسورة راجع واحدة ويتم توجيهها إلى برج التبريد مرة أخرى .

12.4.6 تصنيف أنظمة الامتصاص

12.4.6 Absorption system classification

أنظمة الامتصاص يمكن تقسيمها إلى :

1- أنظمة امتصاص للتبريد Absorption chiller وهي تستخدم الحرارة المضافة للحصول على تأثير التبريد .

2- أنظمة امتصاص للتبريد والتسخين Absorption chillers / heater وهي تستخدم الحرارة المباشرة Direct - fired باستخدام الغاز الطبيعي Natural gas بدلا من حرارة البخار للحصول على تأثير التبريد والتسخين .

2- نظام امتصاص مضخة حرارية Absorption heat pump في هذا النظام يقوم النظام بامتصاص الحرارة من المكان المراد تبريده والتي تضاف إلى الحرارة المستخدمة Added ثم تضخ كلها للمكان المراد تدفئته .

12.4.7 Practical absorption system نظام الامتصاص العملي *12.4.7*

كـل أنظمــة الامتصاص العملية لا تركب من أربعة عناصر منفصلة مثلما الحال في أنظمة التبريد بالانضــغاط . لكــن تــم الشــرح علــى اســاس استقلالية كل عنصر من عناصر النظام بغرض التوضــيح. فــي الواقع فإنه تم تجميع كلى عناصر نظام الامتصاص في وحدة واحدة تجمع بالمصنع أو وحدتيــن فــي النادر وهذا مبين في Fig12.10 وهو من الطرازات النمطية التي تنتجها مصانع كاريــير Carrier . وهــذا الــنظام Fig12.11 يعمل بطريقة الاشتعال المباشر باستخدام الماء كمائع تبريد Refrigerant اليثيوم بروميد كماص Absorbent. وتتكون من:

1- مــبخر **Evaporator** وهــو عــبارة عــن حزمة bundle من الأنابيب يمر بداخلها الماء المــراد تــبريده . في أعلى المبخر يوجد نظام من الفوهات الرشاشة Spray-nozzles تقوم برش مــائع التبريد (الماء) السائل على حزمة الأنابيب.اسفــل المبخر يوجد حوض ماء Water trough للحفاظ على مستوى الماء ومزود بطلمبه لسريان مائع التبريد بين الحوض ونظام الرشاشات .

2- المــاص **Absorber** وهــو يــتكون أيضــا من حزمة Bundle من الأنابيب يتدفق بها ماء التــبريد القــادم مــن بــرج التبريد ومزود من أعلى بنظام الفوهات الرشاشة الذى يرش من أعلى المحلــول الضعيف Weak solution لبروميد الليثيوم لامتصاص أبخرة الماء (Refrigerant)

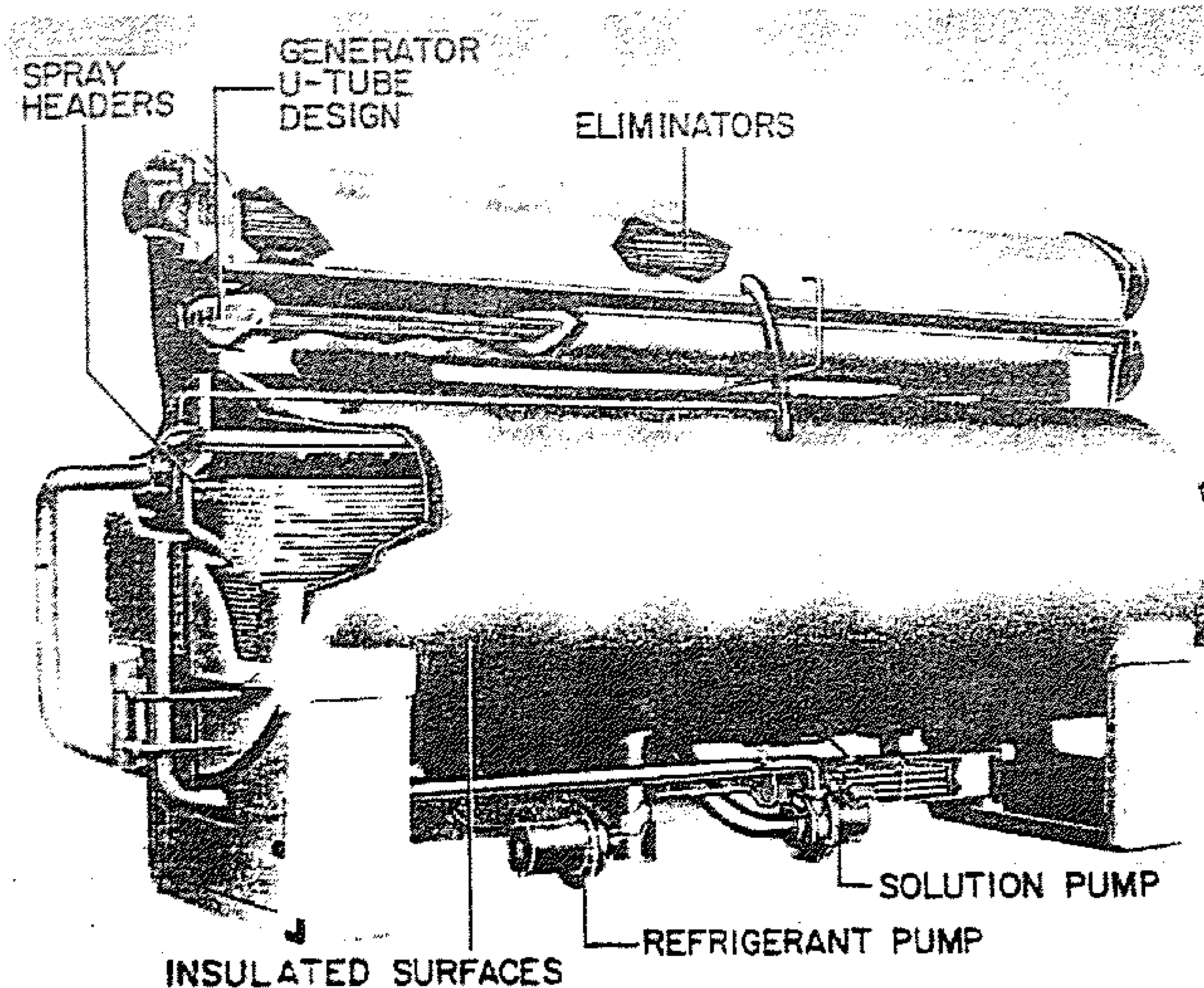


Figure 12.10 Absorption refrigeration chiller.

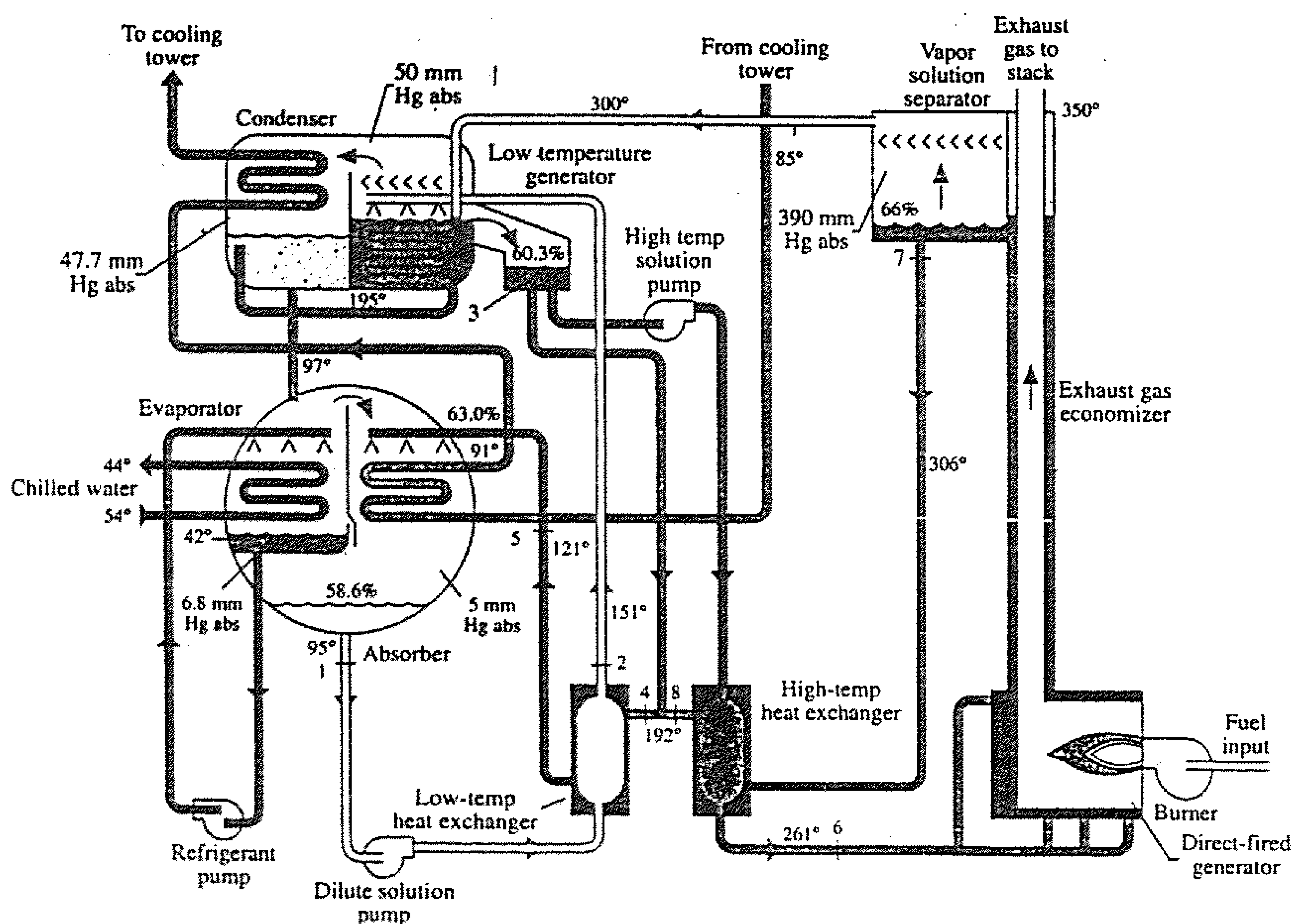


Figure 12.11 Schematic diagram of a double- effect direct- fired reverse- parallel flow absorption chiller

القادمـــة مـــن المـــبخر كما أنه مزود بطلمبة لدفع المحلول إلى المولد ذو درجة الحرارة المنخفضة Low- temperature generator مـــن خــــلال مـــبادل حراري ذو درجة الحرارة المنخفضة Low- temperature heat exchanger .

3- المبادلات الحرارية **Heat exchanger** يوجد في النظام مبادلان حراريان :

الأول ذو درجة الحرارة المنخفضة Low- temperature heat exchanger والذي في خلاله يتم خفض درجة حرارة المحلول القوى من 192C° إلى 151C° .

والثانـــي : مـــبادل حـــراري ذو درجـــة حـــرارة عالية High temperature heat exchanger والـــذي تـــرتفع فـــيه درجـــة حرارة المحلول القوي من 192C° إلى 261C°. في هذين المبادلين الحراريـــين تنـــتقل الحرارة من المحلول القوي إلى المحلول الضعيف . هذان المبادلان الحراريان من النوع ذو غلاف – وانبوبة Shell- and -tube .

4- المولـــد **Generator** وفـــي بعـــض الكتـــب يسمى Desorber حيث يقوم بوظيفة عكس وظـــيفة Absorber وفـــي كـــتالوجات الصـــناعة يسمى Concentrator . ويتركب من أنبوبة احـــتـــراق Fire-tube ومدخـــنـــة Flue-tube ، فاصـــل بخـــار – سائل . ومقتصد للوقود Flue-gas economizer. تضـــاف الحـــرارة فـــي شـــكل احتراق غاز طبيعي أو أي مصدر آخر للحـــرارة . مولـــد درجـــة الحرارة المنخفضة Low- temperature generator يكون في شكل غـــلاف وأنبوبـــة Shell -and - tube. المـــاء المتبخر في المولد ذو الاشعال المبـــاشر Direct-fired generator يتكـــثف داخـــل الأنابيـــب . حرارة التكثيف الكامنة تستخدم في تزويد مولد الحرارة المنخفضة بالحرارة اللازمة له .

5- المكثف **Condenser** هو من نوع غلاف وأنبوبة أيضا داخل الأنابيب يتدفق ماء التبريد القادم إليه من برج التبريد عبر الماص .

6- معدات الخنق **Throttling devices** عبارة عن صمامات لتخفيض الضغط وهي غير مبينة في Fig12.11 .

7- وحدة إزالة الهواء **Air-purge unit** حيث الضغط داخل الغلاف الجامع للعناصر السابقة قل من ضغط الهواء الجوي مما قد يسمح بتسرب الهواء للداخل فإن النظام مزود بوحدة لإزالة هذا الهواء .

ويعمل النظام السابق المبين في Fig12.11 كالتالي :

- يتبخر الماء عند درجة حرارة 42 F° وفي ضغط 6.8mmHg في المبخر .
- الماء القادم من وحدة المناولة A H U او وحدة ملف ومروحة يدخل في مواسير المبخر في درجة حرارة 54 F° وتنتزع حرارته ويخرج في درجة حرارة 44 F° وتستخدم هذه الحرارة في تبخير مائع التبريد (الماء) .
- بخار الماء المتكون في المبخر يتم سحبه إلى الماص (نظرا لانخفاض ضغط الاخير) حيث يتم امتصاصه بواسطة محلول الليثيوم بروميد LiBr في ضغط حوالي 5mmHg حيث تصبح كثافة المحلول 58.6% ودرجة حرارته 95 F° في نقطة (1) . الحرارة الناتجة عن الامتصاص يتم طردها من خلال ماء التبريد القادم من برج التبريد. أما المحلول فيتم ضخه إلى مولد درجة الحرارة المنخفضة Low-temperature generator بواسطة طلمبة المحلول Dilute solution pump من خلال المبادل ذو درجة الحرارة المنخفضة Low- temperature heat exchanger .
- في مولد درجة الحرارة المنخفضة فإن المحلول المخفف Dilute solution يتم زيادة تركيزة جزئيا حتى تصبح 60.3% وبدرجة حرارة 180F° النقطة (3) .
- هذا المحلول بعد ذلك ينقسم إلى قسمين الأول إلى مولد درجة الحرارة العالية بواسطة طلمبة المحلول ذو درجة الحرارة العالية High -temp solution pump وخلال المبادل الحرارة ذو درجة الحرارة العالية High- temp. heat exchanger والثاني يتجه بمعدل تدفق أكبر نقطة (4) . في مبادل الاشتعال المباشر يزداد تركيز المحلول حتى يصل إلى 66% وبدرجة حرارة 306 F° نقطة (7) . ويتم خلط المحلول ذو تركيز 66% مع المحلول في نقطة (4) ذو تركيز 60.3% فيصبح التركيز 63% وبدرجة حرارة 192 F° في نقطة (8) .
- المحلول في نقطة (8) يمر عبر المبادل الحراري ذو درجة الحرارة المنخفضة إلى الماص Absorber في درجة حرارة 121F° .

- في مولد الاشتعال المباشر فإن الماء يغلي عند ضغط 390mmHg ثم يتدفق خلال أنبوبة مغمورة في مولد درجة الحرارة المنخفضة. حرارة التكثيف المنبعثة تتسبب فى تبخر وانفصال بخار الماء من المحلول الضعيف عند ضغط 50mmHg .
- البخار المنفصل يتجه بعد ذلك إلى المكثف Condenser من مسار علوي ويتكثف إلى ماء عند درجة حرارة 99 F° وبضغط حوالي 47.7mmHg . هذا الماء يتحد مع الماء الموجود في الحوض وتكرر الدورة .

12.5 نظام امتصاص للتبريد والتدفئة

12.5 Absorption System for Cooling and Heating

انتجت شركة ترين Trane نظام امتصاص مبين في Fig12.12 وهو يعمل للتبريد والتسخين في نفس الوقت . ويستخدم الوقود الغازي في الاشتعال المباشر في مولد درجة الحرارة العالية الذي يسمى في هذه الدائرة Direct fired concentrator بدلا من بخار الماء الساخن من الغلاية . حرارة تكثيف الماء داخل هذا المولد تستخدم في تسخين المحلول في مولد درجة الحرارة المنخفضة Low-temperature concentrator كما هو موضح في Fig 12.13 .

معامل أداء هذه الدورة نظرا لترشيد استخدام الطاقة قد يصل إلى الواحد الصحيح .

12.6 اختيار الوحدات *12.6 Unit Selection*

كما سبق وبينا فإن المصانع لا تنتج المكونات بصورة منفصلة ولكن تنتج وحدات مجمعة عناصرها متوافقة مع بعضها البعض فلذلك يتم الاختيار بنفس طريقة اختيار التشيلر من الانواع الأخرى . بعض خصائص المنتجات مبينة في Table12.1 .

12.7 تكامل نظام التسخين الشمسى ووحدة الامتصاص فى تكييف المبنى

12.7 Integration of Solar Absorption System for Building Air- Conditioning .

نظام التبريد باستخدام الطاقة الشمسية يعتبر معقدا بالنسبة لأنظمة التبريد الأخرى أو بالنسبة لنظام التدفئة بالطاقة الشمسية والذى سبق شرحه فى بداية هذا الباب. ومع ذلك فإن التبريد بالطاقة

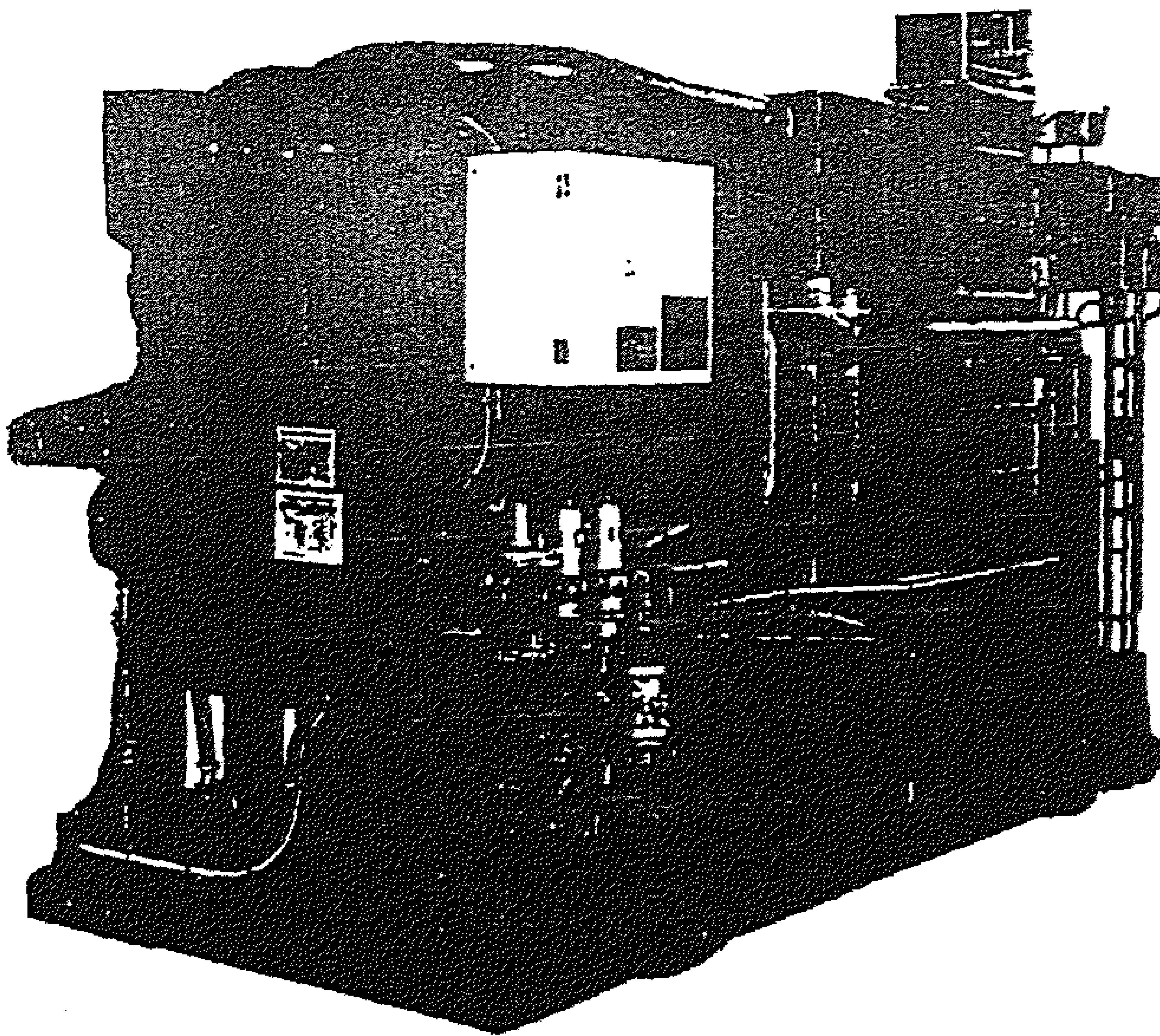


Figure 12.12 General view of absorption chiller.

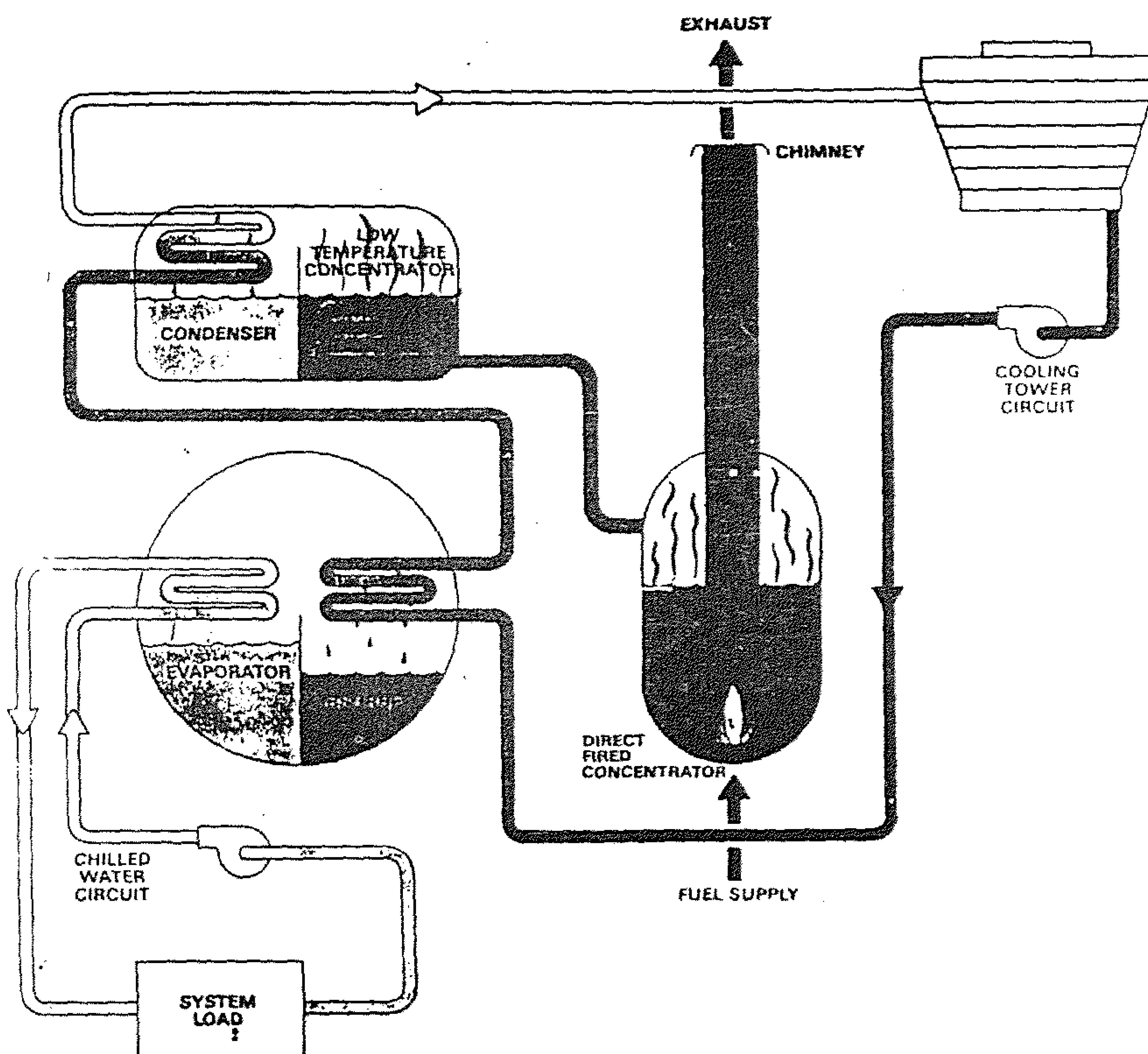


Figure 12.13 Typical thermo- chill absorption chiller flow chart.

الشمسية أصبح يتقدم بخطى سريعة كما بينا نظرا للتأثيرات البيئية لمركبات التبريد والحاجة إلى طاقة نظيفة ورخيصة ... هذا النظام يتكون من Fig12.14 .

1- مجمعات شمسية	Solar collector
2- خزان للطاقة وآخر إضافى	Hot storage tank
3- غلاية مساعدة	Auxiliary boiler.
4- نظام امتصاص	Absorption chiller
5- برج تبريد	Cooling tower.
6- مضخات	Pumps
7- ملفات تبريد وتسخين	Cooling and heating coils
8- مسارات تغذية وراجع	Supply and return
9- مبادلات حرارية	Heat exchangers

ففى حالة التبريد فإن الطاقة الشمسية من المجمعات الشمسية Solar collectors يتم تجميعها فى خزانات الطاقة (Hot- storage tank).

- تقوم الطلمبات بسحب المياه الساخنة لتزويد مولد وحدة الامتصاص بالمياه الساخنة كمصدر حرارى له. فى حالة عدم كفاية هذه المياه أو انخفاض درجة حرارتها (فى الطقس السئ) يمكن استخدام بخار ساخن من الغلاية المساعدة Auxiliary boiler .
- الماء المثلج الذى يتم الحصول عليه من مبرد وحدة الامتصاص يتم ضخه بواسطة الطلمبة إلى خزان للمياه المثلجة. هذا الأخير يتم دفعة أما إلى ملفات التبريد فى وحدة المناولة AHU أو إلـــى الوحدات الطرفية فى الغرف من طراز وحدة ملف ومروحة Fan and Coil Unit .
- يقوم برج التبريد Cooling tower بتزويد وحدة الامتصاص بالماء البارد لسحب حرارة الماص وحرارة المكثف .

وفى حالـــة التدفئة فإن الماء الساخن من الخزان تقوم الطلمبة بضخه خلال صمام ثلاثى Three- way valve إلى ملفات التسخين فى وحدة المناولة AHU أو إلى الوحدات الطرفية من نوع ملف ومروحة أو وحدات الحث Induction units.

Table 12.1 Performance data of absorption thermo chiller

Model	Capacity (Tons)	Cooling Duty: C.O.P Std.	Cooling Duty: C.O.P Hi-Eff.	Cooling Duty: Fuel Consumption (MBH) Std.	Cooling Duty: Fuel Consumption (MBH) Hi-Eff.	Heating Duty: Capacity (MBH)	Heating Duty: Fuel Consumption (MBH)
ABDL-100	100	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	1,197 (1,078)	1,125 (1,013)	1,099	1,286 (1,157)
ABDL-120	120	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	1,436 (1,293)	1,350 (1,215)	1,317	1,543 (1,389)
ABDL-150	150	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	1,796 (1,616)	1,688 (1,519)	1,651	1,928 (1,736)
ABDL-180	180	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	2,155 (1,940)	2,025 (1,823)	1,980	2,314 (2,083)
ABDL-200	200	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	2,395 (2,155)	2,250 (2,025)	2,198	2,571 (2,314)
ABDL-240	240	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	2,874 (2,586)	2,700 (2,430)	2,639	3,086 (2,777)
ABDL-300	300	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	3,591 (3,232)	3,376 (3,038)	3,297	3,856 (3,471)
ABDL-350	350	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	4,190 (3,771)	3,938 (3,544)	3,849	4,502 (4,051)
ABDL-400	400	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	4,789 (4,310)	4,501 (4,051)	4,397	5,142 (4,627)
ABDL-450	450	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	5,387 (4,848)	5,063 (4,557)	4,948	5,787 (5,208)
ABDL-500	500	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	5,986 (5,387)	5,626 (5,063)	5,496	6,427 (5,785)
ABDL-550	550	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	6,584 (5,926)	6,188 (5,569)	6,047	7,073 (6,365)
ABDL-600	600	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	7,183 (6,465)	6,751 (6,076)	6,595	7,714 (6,942)
ABDL-700	700	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	8,380 (7,542)	7,876 (7,088)	7,694	8,999 (8,099)
ABDL-800	800	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	9,577 (8,620)	9,001 (8,101)	8,793	10,285 (9,257)
ABDL-900	900	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	10,774 (9,697)	10,126 (9,114)	9,892	11,571 (10,414)
ABDL-1000	1000	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	11,971 (10,774)	11,252 (10,126)	10,991	12,856 (11,571)
ABDL-1100	1100	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	13,169 (11,852)	12,377 (11,139)	12,090	14,142 (12,728)

— Dimensional Data

Model	Standard Efficiency: Length (Inches)	Standard Efficiency: Width (Inches)	Standard Efficiency: Height (Inches)	Standard Efficiency: Operating Weight (Lbs)	Standard Efficiency: Shipping Weight	High Efficiency: Length (Inches)	High Efficiency: Width (Inches)	High Efficiency: Height (Inches)	High Efficiency: Operating Weight (Lbs)	High Efficiency: Shipping Weight
ABDL-100	119	60	86	10800	9500	119	60	86	11400	10100
ABDL-120	126	60	86	11900	10600	126	60	86	12800	11200
ABDL-150	143	60	86	13700	12100	143	60	86	14500	13000
ABDL-180	163	65	89	15900	14100	163	65	89	17000	15200
ABDL-200	178	65	89	17100	15200	178	65	89	18400	16500
ABDL-240	210	65	89	19300	17200	210	65	89	20700	18500
ABDL-300	166	81	108	29000	25000	166	81	108	30800	26800
ABDL-350	189	81	108	32200	27900	189	81	108	34200	29600
ABDL-400	212	82	108	35000	30200	212	82	108	37200	32400
ABDL-450	234	86	108	38100	33100	234	86	108	40800	35500
ABDL-500	261	86	108	42500	36700	261	86	108	45200	39200
ABDL-550	283	86	108	47600	41400	283	86	108	50400	44200
ABDL-600	238	120	131	60400	51400	238	120	131	65200	56000
ABDL-700	260	120	131	64800	55100	260	120	131	71100	61500
ABDL-800	285	127	131	73300	61900	285	127	131	80300	69000
ABDL-900	310	127	131	81200	69400	310	127	131	88900	77100
ABDL-1000	266	150	145	93500	67300	266	150	145	101500	74100
ABDL-1100	281	150	145	100200	72000	281	150	145	109200	79700

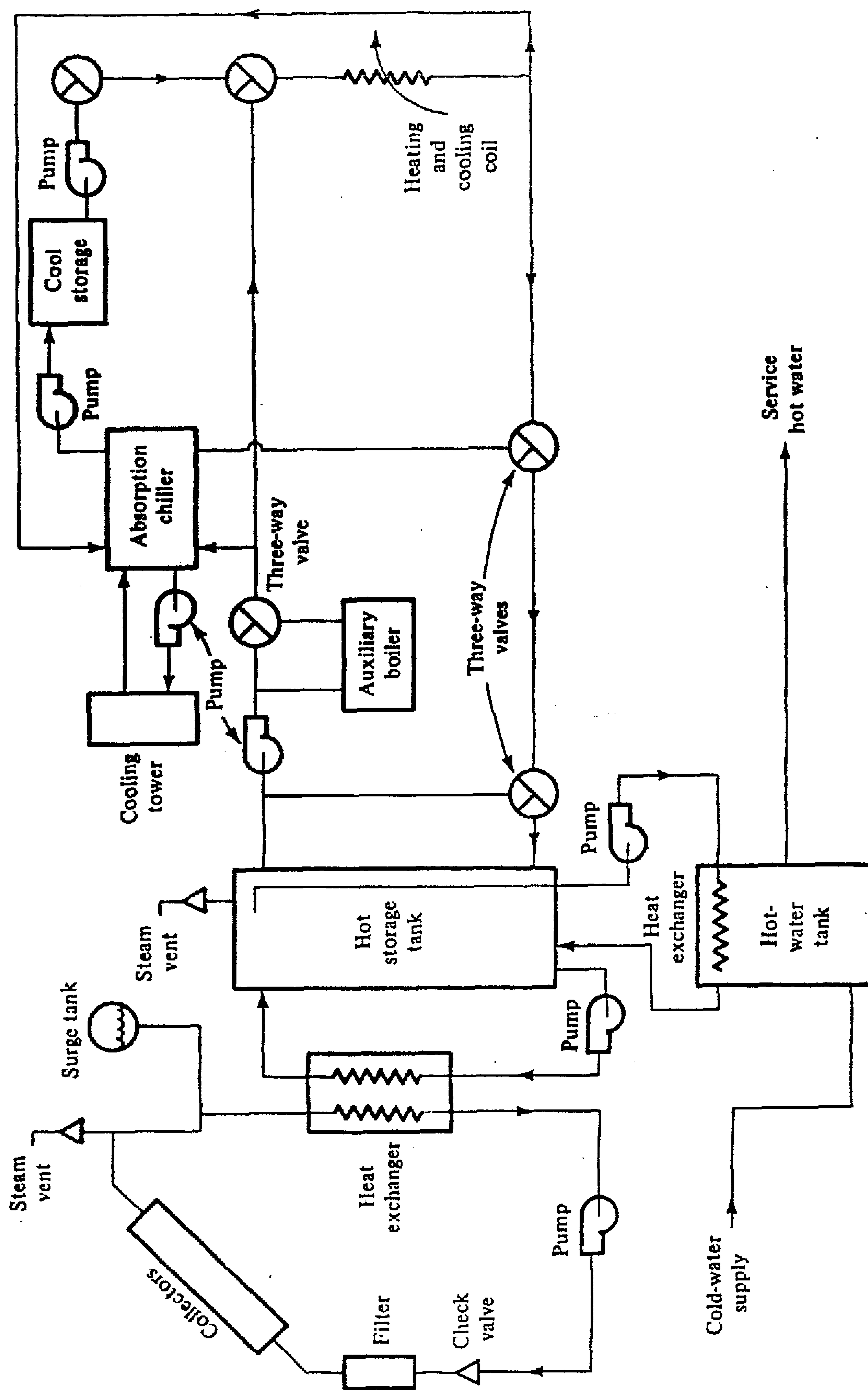


Figure 12.14 Solar heating and cooling system

13 نظم التحكم فى تكييف الهواء

AUTOMATIC CONTROL FOR HVAC

مقدمــة *General*

أنظمــة تكيــيف الهــواء يتم عادة تصميمها على أقصى ظروف مناخية لكي تحقق ظروف الراحة علــى مــدار العــام للإنســان . وكمــا سبق بيانه فإن ظروف الراحة تتحقق بتوفير درجة الحرارة ونســبة الــرطوبة وكمية الهواء المناسبة للإنسان . وحيث أن الظروف القصوى هذه لا تسود على مــدار العــام وجــب توفير وسيلة أو نظم للتحكم الذاتي في عمل هذه الأنظمة بحيث توفر ظروف الراحة للإنسان في كل الأحوال وتضمن عمل هذه الأجهزة بطريقة جيدة .

13.1 وظيفة نظام التحكم الآلي

13.1 Functions of Automatic Control System

يقوم نظام التحكم الآلي بالوظائف الأربعة الآتية :-

- **المحافظــة على ظروف التصميم الداخلية** مثل درجة الحرارة و نسبة الرطوبة . وحيث أنه يــتم اختيار سعة أنظمة التكييف طبقا للظروف الخارجية مع الحفاظ على الظروف الداخلية فمــع تغيــير الظــروف الخارجية وبالتبعية الحمل الحراري كسبا أو فقدا فإن السعة بالتالي ســوف تتغــير. وفــي غــياب التحكم الآلي سوف يشعر الناس ببرودة أو حرارة أكبر من اللازم ولهذا فإن التحكم الآلي يعمل على تلافي ذلك .
- **السماح بالتشغيل التلقائي** وبذلك يمكن تجنب أو تقليل خطأ وإهمال العنصر البشري .
- **الاقتصــاد فــي الطاقــة وترشــيد تكالــيف التشغيل** . من أهم الأساسيات التي يعتمد عليها تصــميم الــتحكم الآلي هي مقدرة النظام على ترشيد الطاقة في كل الأوقات . وعلى سبيل المــثال فإنــه يمكــن تقلــيل كمــية الهــواء الخارجــي وعليه يمكن تخفيض سعة التبريد المستخدمة. وبالتالي تخفيض تكاليف التشغيل .

• المحافظــة علــى مســتويات أمان عمل المعدات . تعمل أجهزة التحكم على المحافظة على أداء المعدات بمستويات أمان مانعة بذلك تلف المعدات وتضمن أمان العاملين .

للأهمــية القصــوى للــتحكم الآلي في تكييف الهواء وحيث أن أنظمة التحكم الآلي من الأنظمة التــي يصــعب الإلمــام بهــا حيث أنها تتبع تخصص التحكم . وسنبين فيما يلي بعض الخلفية النظرية التي تساعد في فهم أنظمة التحكم مع تطبيقها في مجال تكييف الهواء .

13.2 مكونات نظام التحكم

13.2The Control System Components

كل أجهزة التحكم حتى البسيط منها Fig13.1 تتكون من :

1- متغـيرات محكومة Controlled variable هي المتغيرات الواجب التحكم فيها عند قيمة معيــنة مــثال : درجة الحرارة temperature ، ونسبة الرطوبة Humidity ratio ، الضغط Pressure

2- المــتحكمات Controller. وهــي عــبارة عن أداه تحتوي على حساس Sensor ومرسل Transmitter تحــس بمقــدار التغــير في المتغيرات وترسل إشارة التصحيح المناسبة بالفعل المرســل إلــى الأداة المحكومــة Controlled device للضــبط طبقا لما هو مطلوب ، مثال المــتحكمات : متحكم درجة الحرارة Thermostat ، متحكم الرطوبة Humidistat ، متحكم الضغط Pressurestat .

3- مصــادر الطاقــة Source of energy. هــي عبارة عن مصادر القدرة اللازمة لتوصيل إشــارة الإحســاس للتصــحيح مــن المتحكم إلى الأداة المحكومة . من مصادر الطاقة : الهواء المضغوط Compressed air (Pneumatic .) والطاقة الكهربية Electric energy.

4 - الأداة المحكومــة Controlled device وهــي الأداة التــي تستقبل الفعل من المتحكمات وتقــوم بتنظــيم الــتدفق أو أي تأثير آخر من الوسيط Agent ومن أمثلة هذه الأدوات : الصمامات Valves ، البوابات Dampers ، أو موتور إدارة طلمبه أو مروحة أو إدارة ضاغط .. وهكذا .

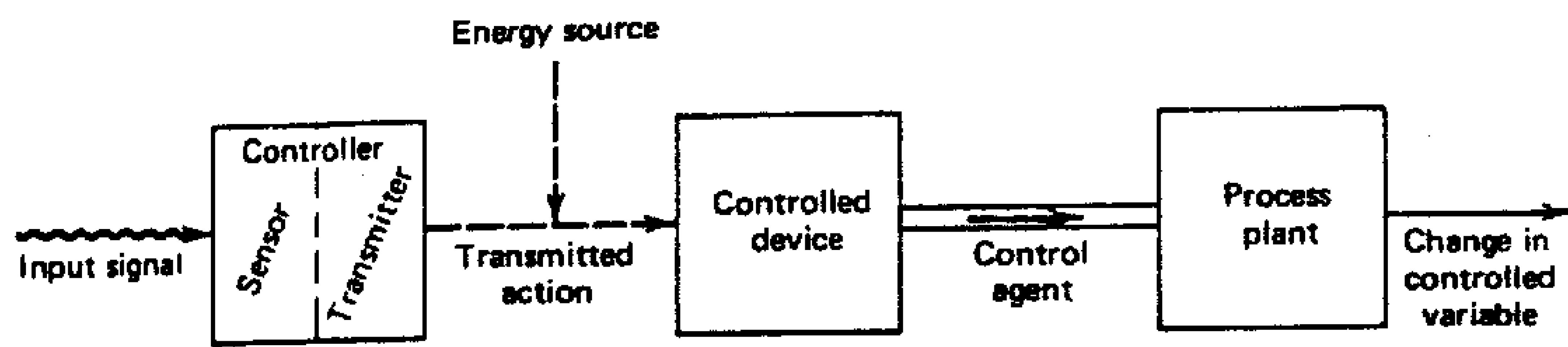


Figure 13.1 Control system components.

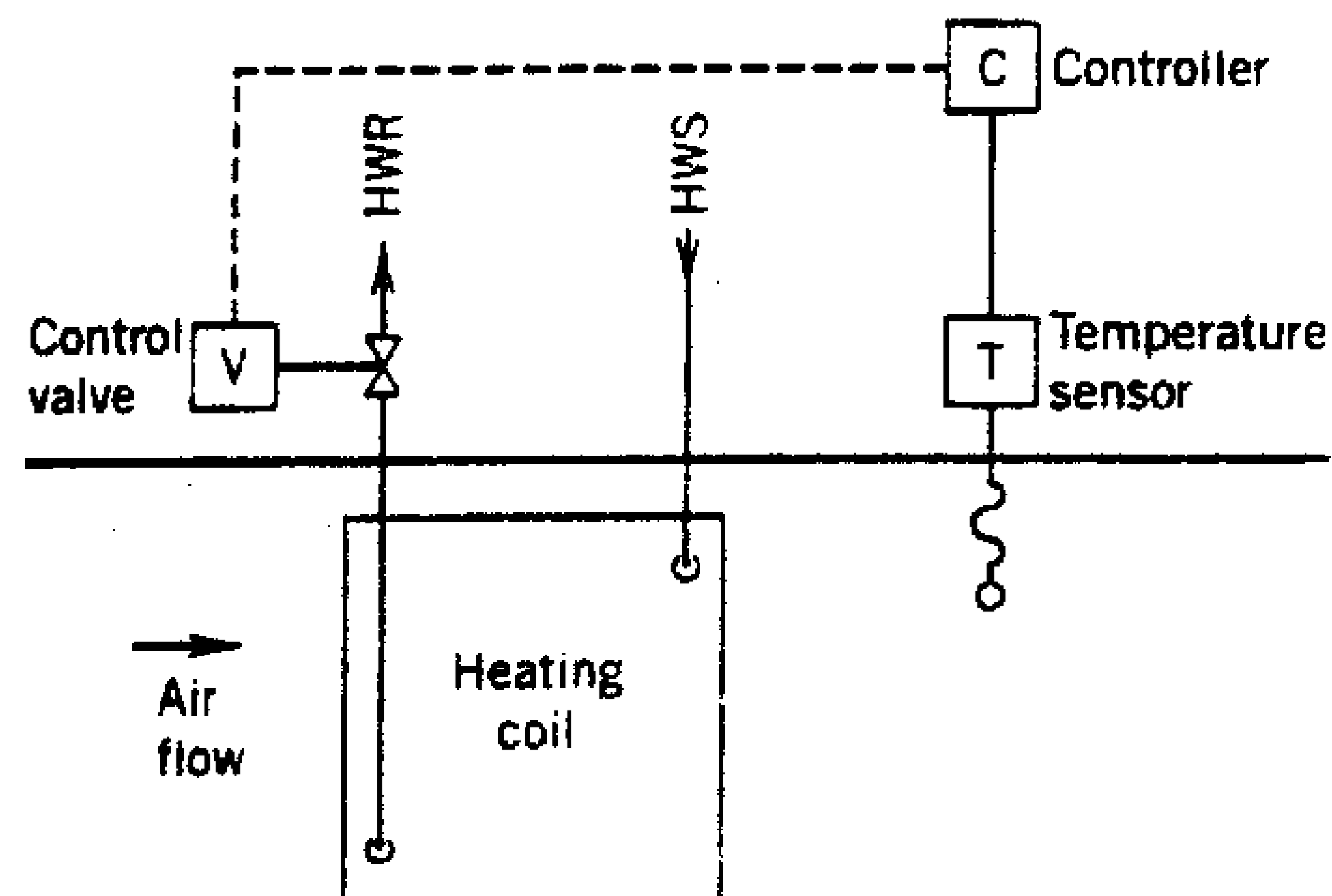


Figure 13.2 Simple air- temperature contrnl system

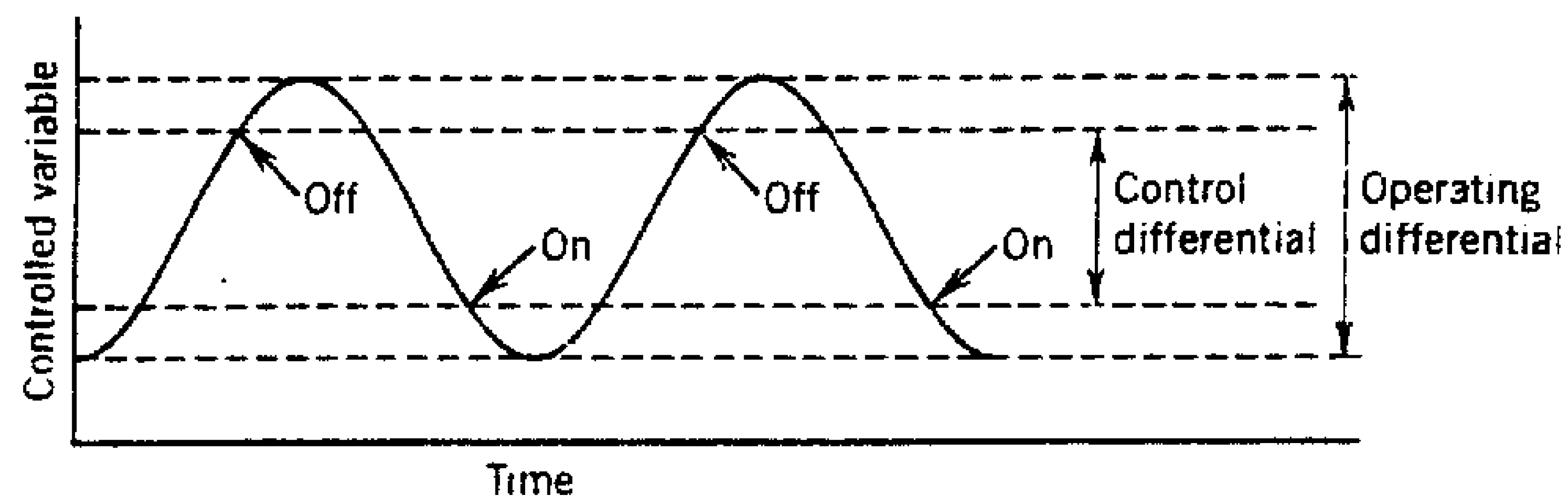


Figure 13.3 Two – position (On- Off) control system.

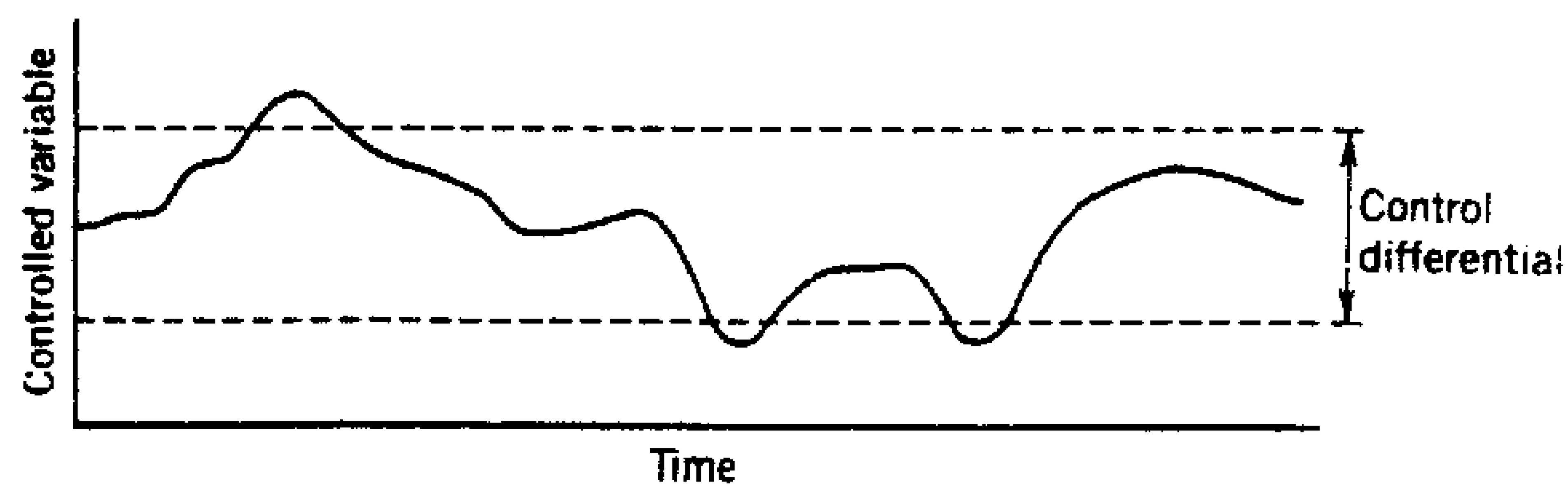


Figure 13.4 Floating control action.

5- *وســـيط الـــتحكم* *Control agent*. هـــو الوســـيط الذي يتم تنظيمه بواسطة الأداة المحكومة Controlled device مـــن أمـــثلة الوسيط الماء المتدفق خلال صمام ، الهواء خلال بوابة ، التيار الكهربي للموتور .

6- *محطـــة العمليـــة* *Process plant* تنظـــيم ســـلوك وسيط التحكم يغير في خرج Output أداء المعـــدات وهـــو مـــا يســـمى بمحطـــة العملية . مثال ذلك ملفات التبريد والتدفئة ومسخن الزيت ، المروحة والطلمبة والضاغط وغيرها .

وبتطبـــيق مـــا ســـبق على نظام تحكم بسيط Fig13. 2. هذا الشكل يبين تدفق الهواء على ملفات تســـخين فإنـــنا نجد أن الحساس Sensor, (T) الموجود في المتحكم Controller (C) يقيس درجة الحـــرارة Controlled variable في المسار الهابط Downstream للهواء ويرسلها إلى المتحكم الـــذي يقـــارن بين درجة حرارة الهواء ودرجة الحرارة المضبوط عندها Set point ويرسل إشارة (مبيـــنة بـــالخط المـــنقط Dashed line) إلى الأداة المحكومة Controlled valve والذي يقوم بـــدوره بفـــتح أو غلق صمام المياه الساخنة (Controlled device) طبقا للحاجة لتحقيق حالـــة تقـــع بيـــن نقطـــة الضـــبط ودرجـــة حرارة الهواء الفعليـــة . هذا النظام يسمى نظاما مغلقا أي Closed system هو ما غالبا يستخدم في التحكم الالي لأنظمة التبريد وتكييف الهواء .

13.3 Types of Control Action — 13.3 أنواع فعل التحكم

أولا – فعـــل ذو موضـــعين ***Two position action***. هـــذا الفعل يسمى أيضا فعل (قفل – فتح) أو On/Off إذا كانـــت الأداة المحكومـــة موتـــور Motor يمكن أن يبدأ الحركة بـــ On أو يتوقف عـــند Off ‏Fig 13.3. مـــثال آخـــر هو الصمام Valve الذي يفتح كليا فيسمح بمرور المائع أو يغلق كليا فيتوقف سريان المائع .

ومن Fig13. 3 نجد أن :

– تباين التحكم Differential control هو مدى فعل التحكم بين نقطتي الفعل On - Off.

– تبايـــن التشـــغيل Operating differential هـــو المدى بين أعلى نقطة عمل واسفل نقطة وهو بالطبع أكبر من تباين التحكم حيث أن هناك تخلف (Lag) في التأثر لأداة التحكم .

ثانيا – فعل عائم *Floating action* . في الفعل العائم فإن الأداة المحكومة تعمل بطريقة المتحكم ذى موضعين . أداة التحكم مصممة بحيث تتحرك بالتدريج بين الفتح الكامل. والغلق الكامل. يرسل مصدر الطاقة إشارة تعمل على تحريك الجزء الشغال من الأداة المحكومة في اتجاه واحد بحيث تتكون منطقة لا ترسل إليها أي إشارة تاركه الأداة المحكومة كالعائمة . كما هو واضح من Fig13.4 .

ثالثا – الفعل التناسبي *Proportional action.* في هذا النوع من الفعل فإن قوة الإشارة الصادرة من المتحكمات تتناسب طرديا مع مقدار التغيير في المتغيرات المحكومة وبالتالي فإن الأداة المحكومة فيها تتحرك ايضا تناسبيا مع قوة الإشارة. هذا النوع من الفعل يعطي إستجابة دقيقة للتغير في الحمل أفضل من الفعل ذو موضعين *Fig13.5*. ومنه يبين التعاريف الآتية :-

- **نقطة الضبط Set point** هي قيمة المتغيرات المطلوب من المتحكمات تثبيتها .
- **نقطة التحكم Control Point** هي القيمة الفعلية للمتغيرات والتي يقوم المتحكم بتثبيتها في أي وقت .
- **الموازنة (المعادلة) Offset** هي الفرق بين نقطة التحكم Control Point ونقطة الضبط Set point .
- **مدى الخنق Throttling range** هو مقدار التغير المطلوب حدوثه للمتغيرات لكي تتحرك الأداة المتحكم فيها من أقصى طرف لأقصى الطرف المقابل مثال : أقصى فتح إلى أقصى غلق .

13.4 المتحكمات *13.4 Controllers*

المتحكمات كما سبق وبينا أنها تقوم بوظيفتين هما : -

1- الاحساس بالتغيير الذي يطرأ على المتغيرات المتحكم فيها .

2- إرسال إشارة بالفعل الواجب اتخاذه.

المتغيرات التي تتطلب التحكم فيها هي درجة الحرارة Temperature والرطوبة Humidity والضغط Pressure والتدفق Flow.

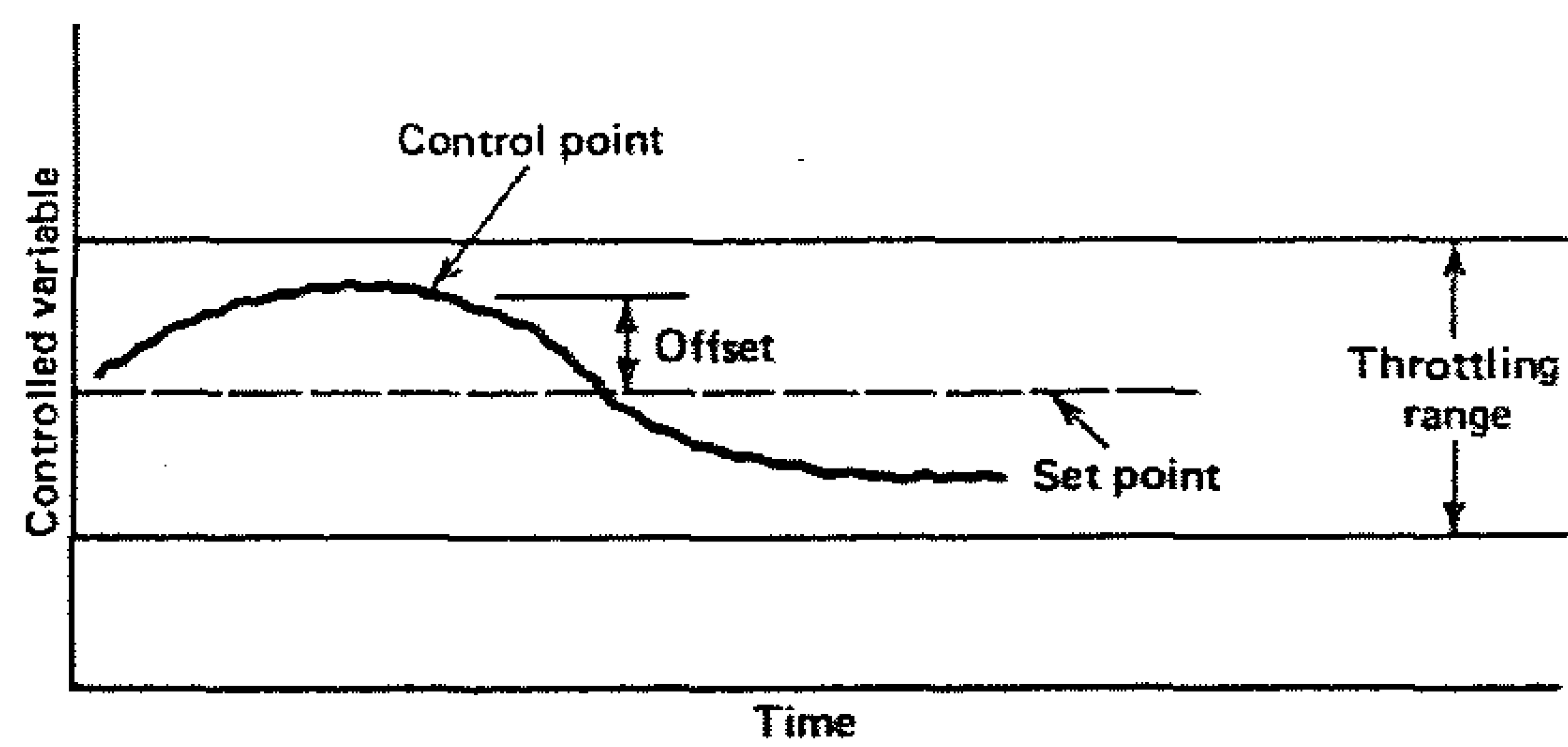


Figure 13.5 Proportional action control.

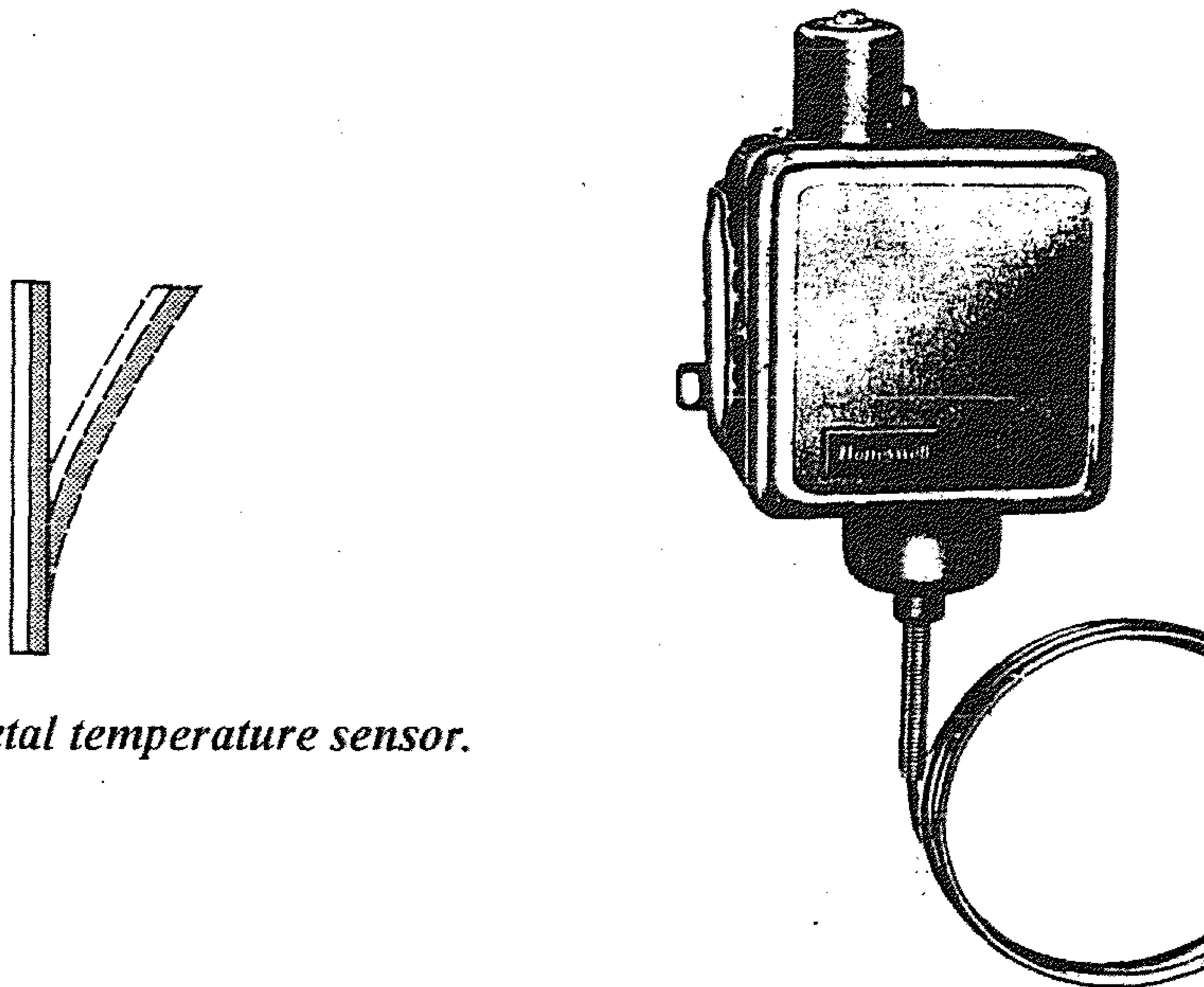


Figure 13.6 Bimetal temperature sensor.

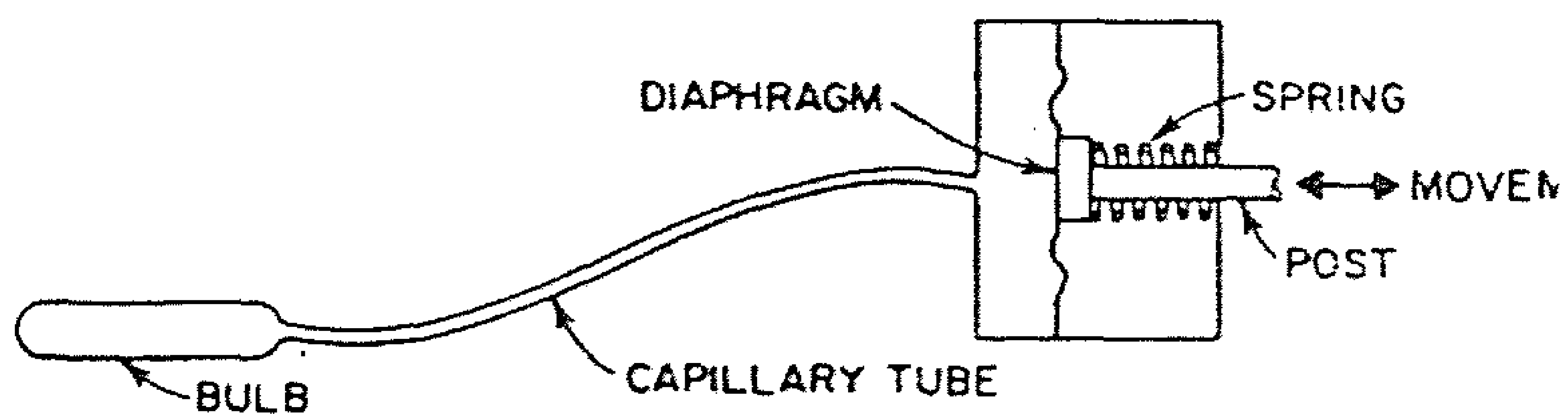


Figure 13.7 Bulb and capillary sensor.

13.4.1 Temperature Controllers متحكمات درجة الحرارة 13.4.1

تسمى متحكمات درجة الحرارة بالترموستات Thermostats هناك أشكال عديدة للعنصر الحساس في الترموستات منها :

1- عنصر حساس ثنائي المعدن ***Bimetal element sensor***. يتكون الحساس من معدنين مختلفين فى معامل التمدد. عند التعرض لوسط حرارى فإن ذلك يؤدى إلى الانحناء فى اتجاه المعدن ذى معامل التمدد الأكبر Fig13.6 والذى ينتج عنه فتح أو قفل دائرة كهربية فى المتحكم. هذا الحساس يستخدم فى ترموستات الغرفة .

2- حساس بوصيله وأنبوبة شعرية ***Bulb and Capillary sensor*** هذا النوع يستخدم للاحساس بدرجة الحرارة فى مسلك، أنبوب، خزان أو التطبيقات التى تتطلب التحكم من بعد Fig13. 7. هناك ثلاثة أجزاء رئيسية لهذا الحساس هى: البوصيله Bulb ، وأنبوبة شعرية Capillary tube ، الرق Diaphragm . البصيلة عادة ممتلئة بمائع وغاز تبريد يحدد طبقا لمجال درجة الحرارة المطلوبة. تمدد الغاز أو السائل نتيجة إحساس البوصيلة بالحرارة يولد ضغطا ينتقل خلال الأنبوبة الشعرية والذى يتأثر به الرق والذى يتحول فى النهاية إلى حركة عمود على ياى. هذا الحساس قد يكون طوله عدة سنتيمترات وقد يصل طوله إلى 6m .

13.4.2 Humidity controller. متحكمات الرطوبة 13.4.2

حساس هذه المتحكمات يصنع من مادة لها خاصية الاسترطابية أى القدرة على امتصاص الماء من الهواء Hygroscopiticity. نتيجة لذلك يتغير حجم المادة بسبب التغير فى الرطوبة. هذا العنصر فى تركيبه يشبه الحساس ثنائى المعدن Bimetal. حيث أنه يتكون من شريطين من خشب يو – سيدر Yew - Cedar . نتيجة اختلاف معدل امتصاص الرطوبة من الهواء عند تغيير الرطوبة يحدث تمددا أو انحناءا بنفس الطريقة السابقة شرحها لعنصر حساس ثنائى المعدن. قد يستخدم أيضا غشاء حيوانى وشعر الإنسان لأن أطوالها تتغير مع الرطوبة.

13.4.3 Pressure controllers — 13.4.3 متحكمات الضغط

حساس هذه المتحكمات يحتوى على رق Diaphragm منفاخ Bellows وأنبوب بوردون Bourdon tube وتعمل بالهواء المضغوط .

13.4.4 Flow controller. — 13.4.4 متحكمات التدفق

عادة ما يستخدم الضغط كإشارة إحساس. فى هذه الحالة فإن سرعة المائع الخاضع للتحكم تتحول إلى ضغط استاتيكى بواسطة عنصر حساس مثل أنبوبة بيتوت Pitut tube وهذه الأشارة تستخدم للتحكم فى التدفق . بعد إرسال إشارة الإحساس يتم تكبيرها بحيث تستطيع تشغيل الأداة المحكومة. عنصر الإرسال قد يكون: الكترونى ، كهربى أو يعمل بالهواء المضغوط .

13.5 Controlled Devices — 13.5 الأداة المحكومة

الأداة المحكومة هى التى تستقبل الفعل من المتحكمات وتقوم بتنظيم الفعل المطلوب مثل التدفق بغرض الوصل إلى القيمة المطلوبة للمتغيرات ومن أمثلة الأدوات المحكومة: الصمامات Valves والبوابات Dampers الموتورات Motors والمرحلات Relays فى تطبيقات تكييف الهواء .HVAC

13.5.1 Valves — 13.5.1 الصمامات

صمامات السائل أما أن تكون ثنائية أو ثلاثية Fig13.8 .

الصمامات الثنائية Two- way-valve تستخدم لتغيير معدل التدفق فى معدات التدفئة والتبريد .Fig13 9

الصمام الثلاثى Three- way valve يستخدم أما للخلط Mixing أو للتفرع Diverting . Fig13.10

- صمام الخلط له مدخلان ومخرج – صمام التفرع له مدخل ومخرجان.
- يستخدم كل من صمامات الخلط والتفرع للتحكم فى التدفق خلال الملفات (التبريد أو التسخين) Fig 11 .

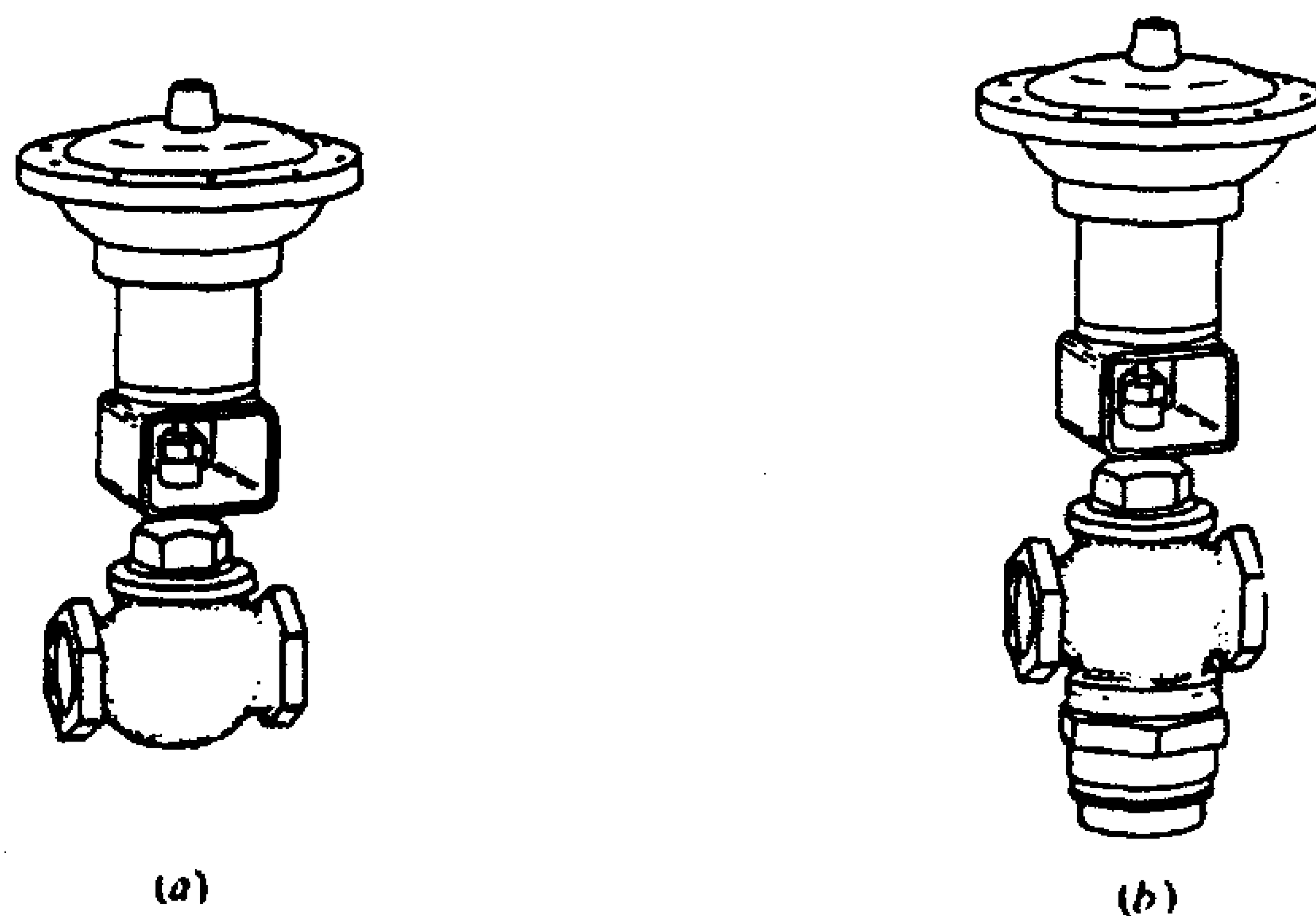


Figure 13.8 (a): Two- way valve, (b): Three- way valve.

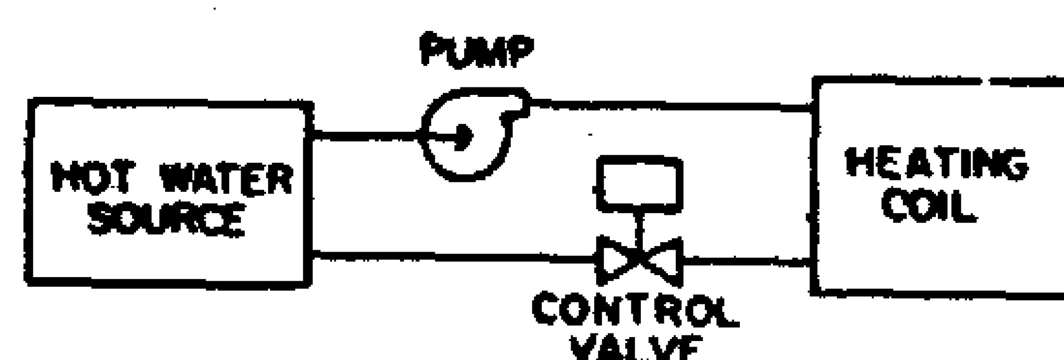


Figure 13.9 Simple system with two- way valve to control flow.

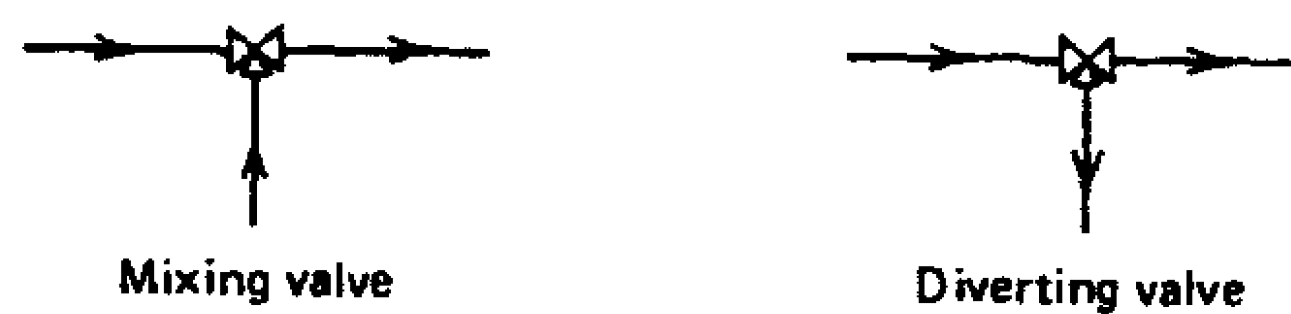


Figure 13.10 Three- way valve for mixing and diverting



Figure 13.11 Using three- way valve to control flow rate by mixing or diverting.

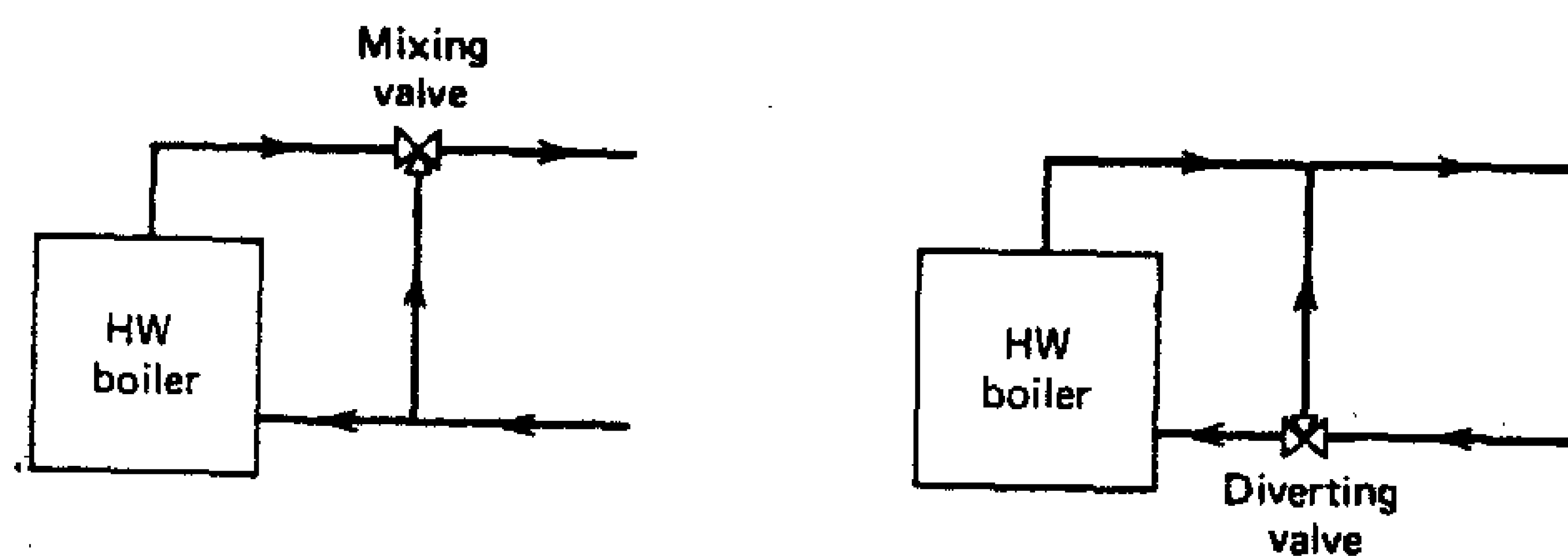


Figure 13.12 Using three- way valve to control liquid temperature

- يســتخدم ايضــا كل من صمامات الخلط للتفرع للتحكم فى السعة وذلك بتغيير درجة حرارة الماء بدلا من كميته Fig13.12 .
- ممــا هــو جدير بالذكر فإن التحكم فى السعة يمكن أن يتم سواء بتغيير معدل تدفق الماء أو درجة الحرارة لذلك فإنه يفضل تغيير السعة بتغيير درجة الحرارة.
- مــن الناحــية الاقتصــادية فــإن استخدام الصمام الثنائى أفضل ولهذا يفضل استخدامه فى وحدات الغرف .

13.5.2 خصائص الصمامات 13.5.2 Valves characteristics

خصــائص الصــمامات تعنى سلوك كيفية تغيير التصرف مع شوط (Stroke) الصمام وهذا بدوره يعــتمد علــى شكــل فتحة الصمام. تقسم الصمامات طبقا لخصائصها إلى ثلاثة أنواع مبينــة فى Fig13.13 وهى.

1- ***صــمامات النســب المتســاوية Equal percentage valves*** هــذه الصمامات ذات أداء جيد للــتحكم الآلــى فى سريان الماء خلال الملفات حيث أنه يمكنه الحصول على تغيير كبير فى مقدار التدفق بفتحة صغيرة نسبيا الأمر الذى يصعب الحصول عليه مع الصمامات الأخرى .

2- ***صــمامات ذات خاصــية خطية Linear valve*** هذه الصمامات تعمل بصورة ممتازة إذا كان فعــل الــتحكم تناســبى Proportional action وذلــك للتحكم فى تدفق البخار حيث ان الحرارة الخارجة Heat output من المبادل الحرارى للبخار تتناسب مع معدل تدفق البخار .

3- ***صــمامات الفــتح الســريع Quick opening valves*** كمــا هو واضح من Fig13.13 فإن أقصى مقدار للتدفق يمكن الحصول عليه بفتحه تقرب من 40% .

تقسم الصمامات طبقا لتأثير الضغط Fig13.14 إلى:

1- **صــمامات عاديــة الفــتح Normally Open** ومن الشكل نجد أن الضغط يؤثر من أعلى علــى الــرق الــذى يدفع الأبرة Stem للحركة لأسفل مغلقا بذلك فتحة المسار. عند انخفاض الضــغط أو تلاشــيه فــإن الإبــرة ترتفع لأعلى فاتحة بذلك فتحة المسار أى أن فى عدم وجود ضــغط فــإن الصــمام يكــون مفتوحا ويسمى Normally opened ويرمز له بالرمز NO ويستخدم هذا الصمام فى حالة التسخين.

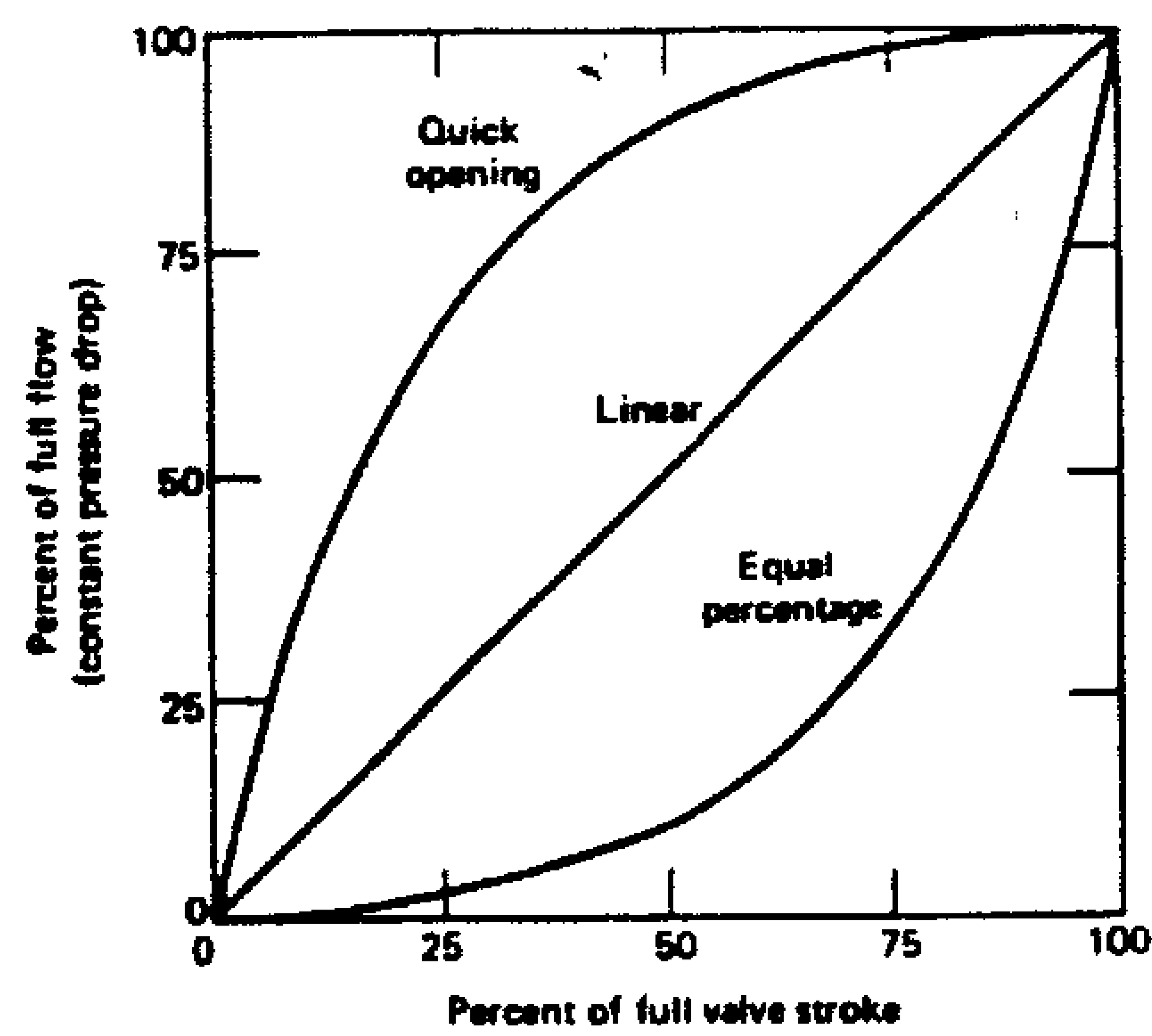


Figure 13.13 flow characteristics of control valve.

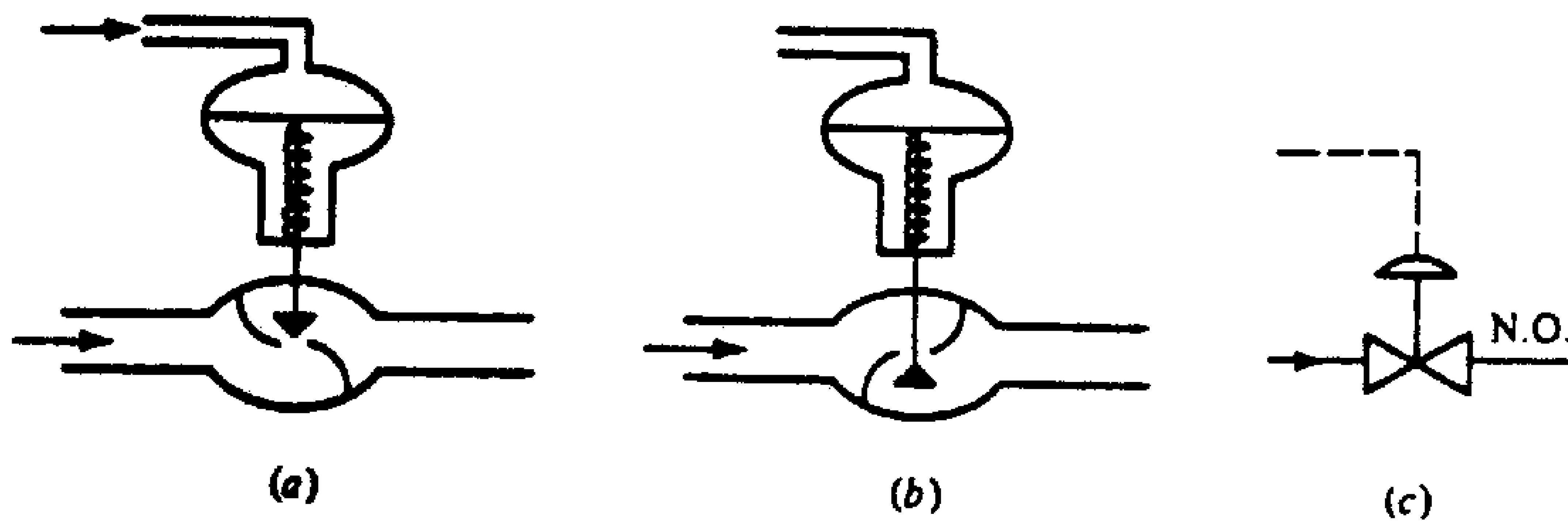


Figure 13.14 Throttling valves, (a): No normally opened, (b) NC normally closed, (c) symbol.

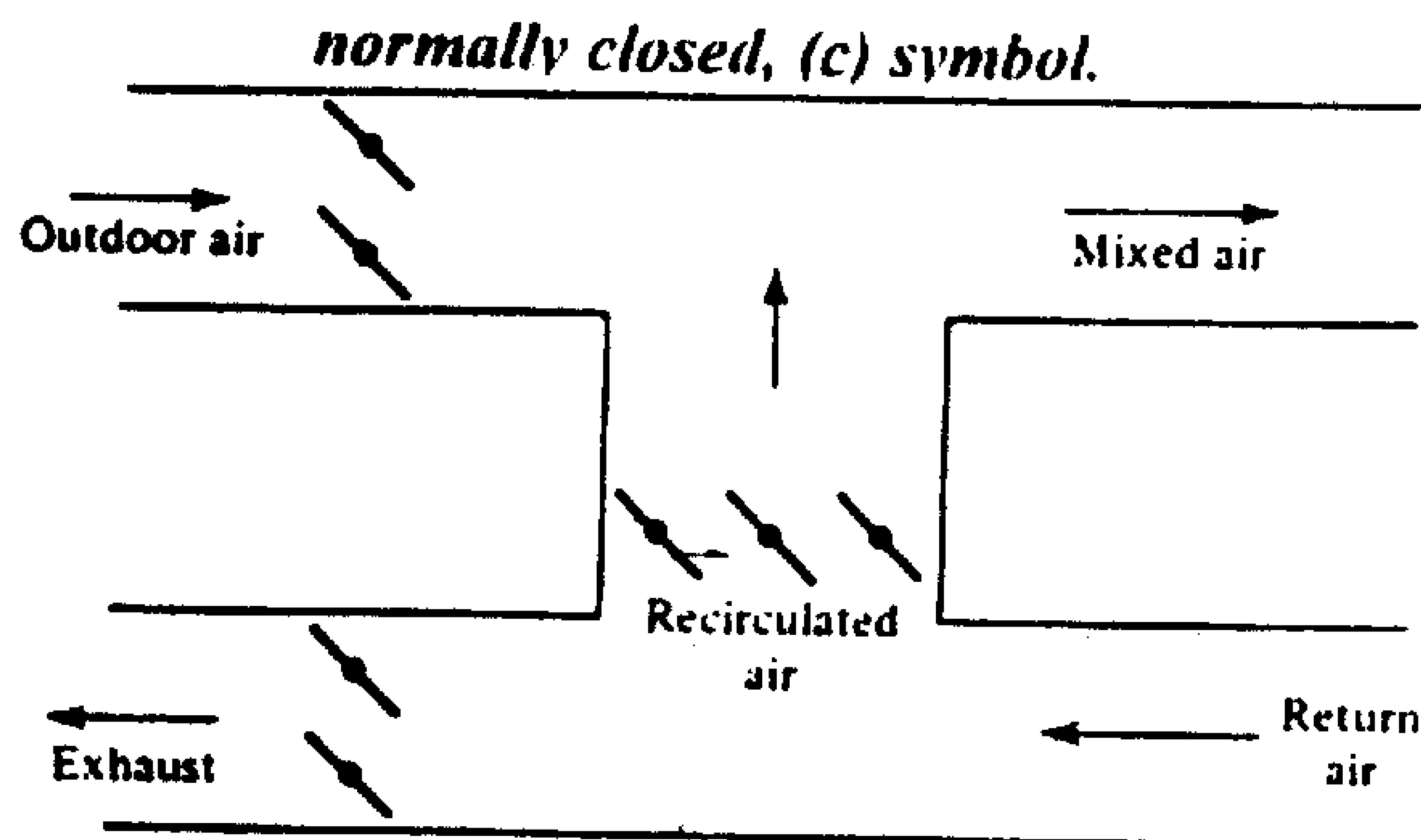


Figure 13.15 Outdoor, exhaust, and re- circulate dampers.

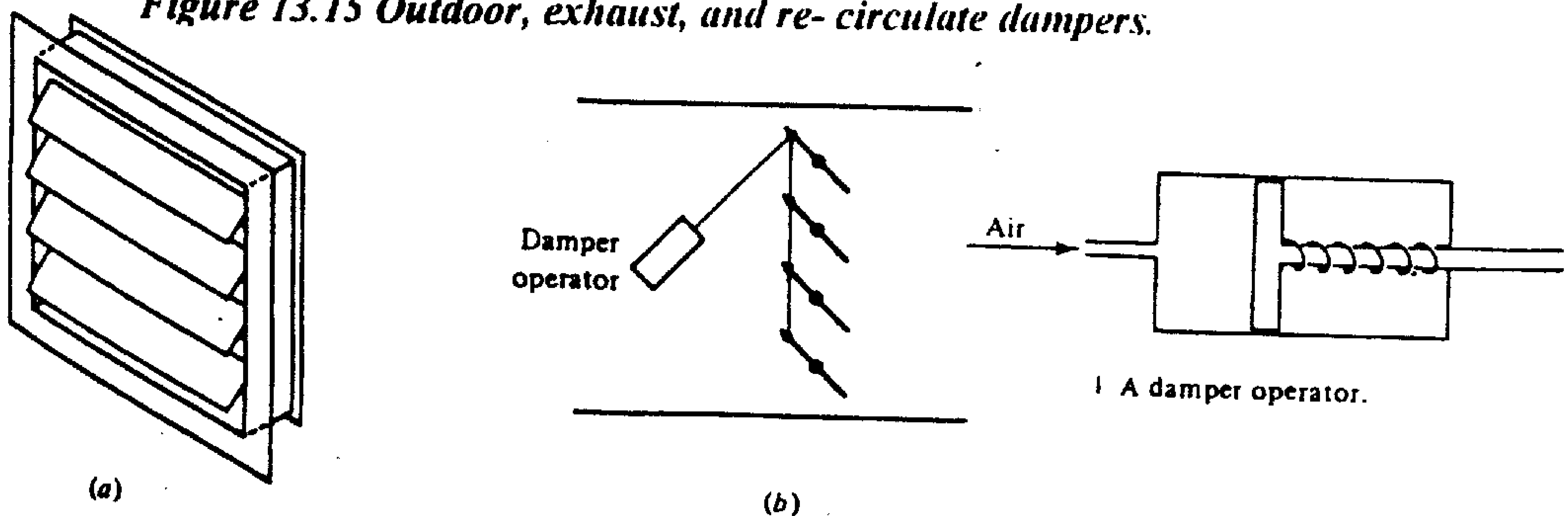


Figure 13.16 (a): A damper assembly, (b) schematic.

2- صـــمامات عادية القفل Normally closed ويرمز له بـــ NC. فى حالة انخفاض الضغط أو تلاشيه فإن الأبرة تغلق فتحة المرور. ويستخدم هذا الصمام فى حالة التبريد والترطيب.

13.6 الخوانق (البوابات) 13.6 Dampers.

تســـتخدم الخوانـــق كـــأداة محكومة لتغيير تدفق الهواء ، أو خلط الهواء أو الأمرار الجانبى للهواء Fig13.15 والغرض من ذلك هو تغيير سعة التبريد أو التسخين للمعدات .

وتتركـــب الخوانـــق كما هو واضح من Fig13.16 من ريش توجيه معدنية Adjustable louvers مركـــزة داخـــل إطـــار وتعمـــل بواســـطة مشغل .Operator. هذا المشغل عبارة عن كباس داخل اســـطوانة. الكباس مركب عليه ياى Spring عند اتصال الاسطوانة بضغط الهواء تدفع الكياس إلى الحـــركة للخلـــف فينشـــأ فـــرق ضغط فى الياى مؤديا إلى حركة ريش الخانق فاتحا أو مغلقا أياها ويؤدى ذلك إلى فتح أو غلق مسار الهواء الريش نوعان Fig13.17 .

- ريش متوازية **Parallel blades** وتقوم بعمليات الفتح الكلى والغلق الكلى.
- ريـــش متعاكســـة **Opposed blades** تقوم بعمليات فتح جزئى أو غلق جزئى وبالتالى هى تنظم كمية تدفق الهواء فهى احسن وأكثر انتشارا.

13.6.1 خصائص الخوانق 13.6.1 Damper characteristics

يقصـــــد بخصـــائص الخوانـــق علاقة مقدار التدفـــق مع مقدار فتحة الخانق. يوضح Fig13.18، Fig13.19 هـــذه الخصـــائص لكـــل من الريش المتوازية والريش المتعاكسة على الترتيب. ويبين Table13.1 نســـبة مقاومـــة فرق الضغط عند المنحنيات المتماثلة (A) B ....، إلى المقاومة الكلية للـــنظام لكـــلا من النوعين: المتوازى والمتعاكس كما هو مبين فى Fig 13.19 & Fig 13.18 على الترتيـــب. ومـــنها يتضـــح أن مقاومـــة فرق الضغط للخوانق المتعاكسة تقل بنسبة 60% للفتحات الصـــغيرة، 20% للفـــتحات الكبيرة مقارنة للخوانق المتوازية مما يجعل الخوانق المتعاكسة الريش أفضل و أكثر انتشارا.

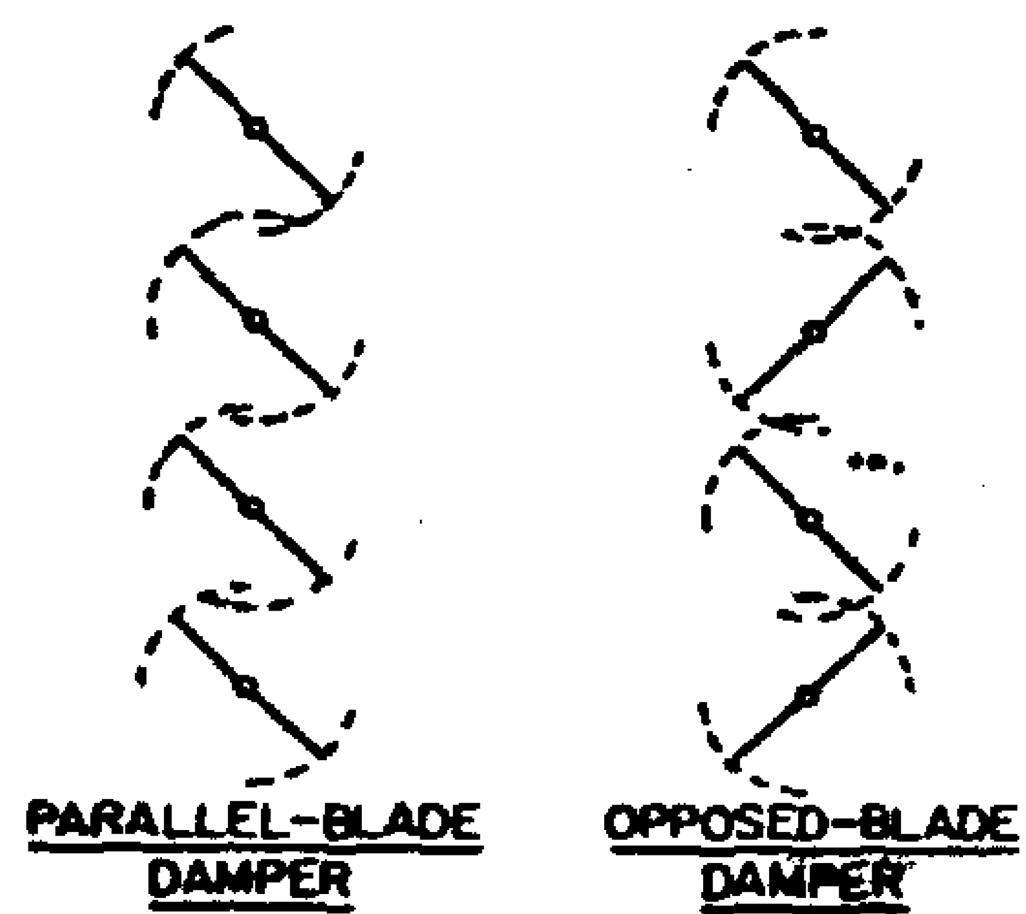


Figure 13.17 Types of air flow dampers.

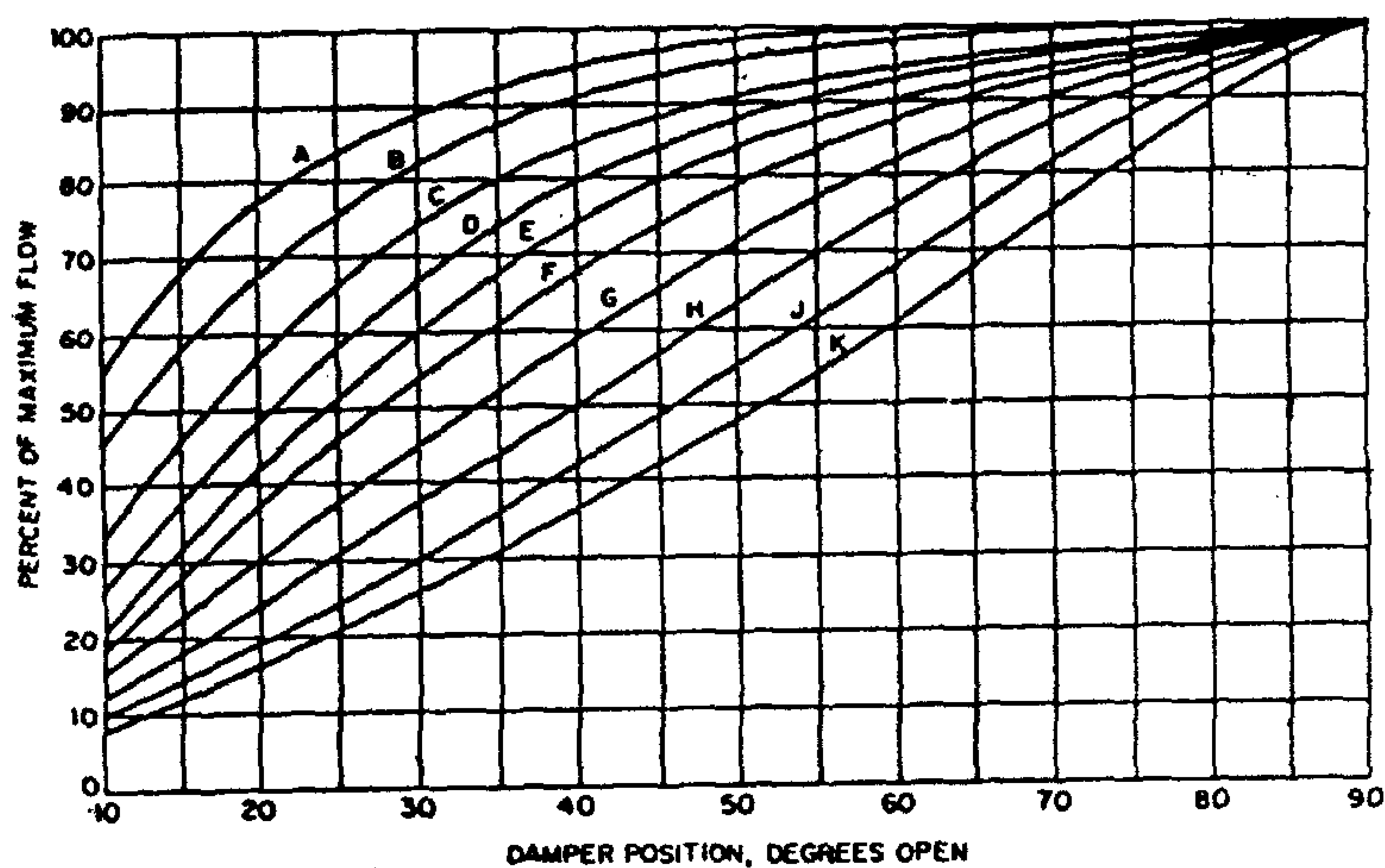


Figure 13.18 Parallel- blade damper flow characteristics

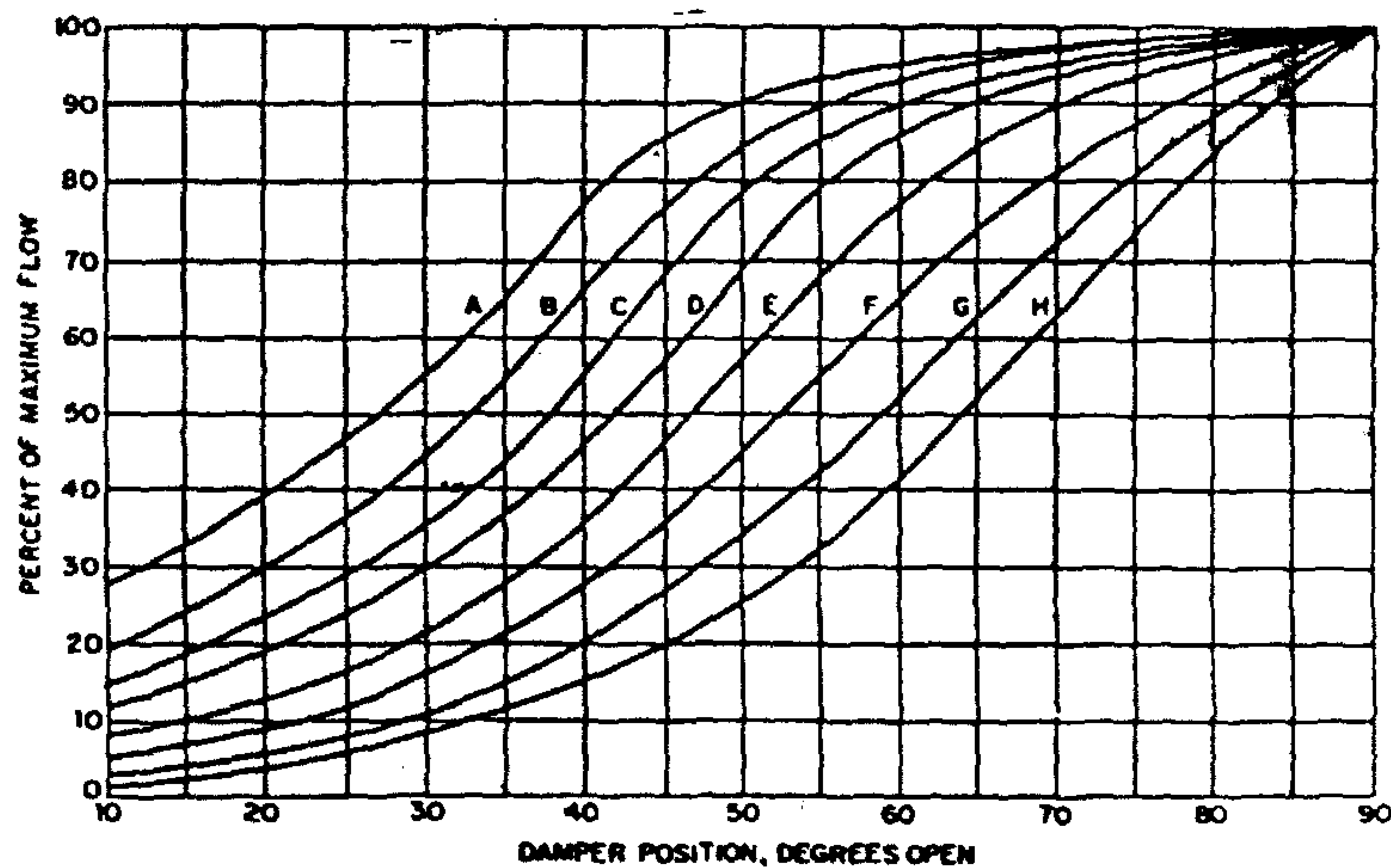


Figure 13.19 Opposed- blade damper flow characteristics

13.7 أنظمة التحكم البسيطة 13.7Elementary Control System

هناك عدد غير محدود من أنظمة التحكم لأنظمة تكييف الهواء HVAC وسوف نقوم بشرح الأسلوب النمطى لبناء نظام التحكم. يمكن تنفيذ التحكم عن طريق التأثير على مصادر التبريد أو التسخين أو الطلمبة أو المروحة أو الوحدات الطرفية كما يمكن تنفيذ التحكم عن طريق تغيير معدل تدفق الماء أو الهواء بالتأثير على صمامات التحكم أو الخوانق .

13.7.1 أنظمة التحكم الهواء الغرفة

13.7.1 Control system of space temperature

1- تحكم فى الضاغط أو السخان Control of compressor or burner. عبارة عن نظام بسيط للتحكم فى ضاغط التبريد أو السخان من Fig13.20 فإن الترموستات الغرفة (T) يتأثر بدرجة حرارة الغرفة فيقوم بتشغيل أو إيقاف موتور ضاغط وحدة التكييف. هذا النظام يستخدم مع وحدات الغرفة. بنفس الطريقة فى حالة التدفئة يقوم الترموستات(T) فى Fig13.21 الخاص بالغرفة بتشغيل السخان أو الغلاية، Boiler وتزويدها بالغاز باللازم للاشتعال حتى تصل درجة حرارة الغرفة إلى الحد المطلوب فيعطى الترموستات فى هذه الحالة الإشارة المناسبة.

2- التحكم فى معدل التدفق خلال الصمام *Control of flow rate through valves*

بنفس الطريقة يقوم ترموستات الغرفة (T) فى Fig13.22 بالتأثير على الصمام لتغيير معدل تدفق الماء الساخن أو البارد أو مائع التبريد إلى الوحدات الطرفية أو ملفات التبريد وذلك باستخدام الصمامات الآلية وبهذه الطريقة يمكن تغيير سعة التبريد أو التسخين.

3- التحكم فى خوانق الحجم *Control of volume dampers* فى هذه الحالة فإن ترموستات الغرفة (T) الذى يتأثر بدرجة حرارة الغرفة Fig13.23 يقوم بالتأثير على الموتور الخاص بالخانق فيتم تغيير معدل تدفق الهواء المار خلال المسلك بالدرجة المطلوبة حتى تصل درجة حرارة الغرفة إلى الحد المطلوب .

4- تحكم خوانق الخلط Control of mixing dampers فى هذا النظام فإن ترموستات الغرفة (T) الذى يتأثر بدرجة حرارة الغرفة يقوم بتشغيل مجموعتين من الخوانق Fig13.24

Table 13.1 Ratio of Damper Resistance to system Resistance which apply to flow characteristics of figs. 13.18 & 13.19

PARALLEL-LEAF DAMPERS		OPPOSED-LEAF DAMPERS	
Open Damper Resistance. Percent of System Resistance	Flow Characteristic Curve	Open Damper Resistance. Percent of System Resistance	Flow Characteristic Curve
0.5–1.0	A	0.3–0.5	A
1.0–1.5	B	0.5–0.8	B
1.5–2.5	C	0.8–1.5	C
2.5–3.5	D	1.5–2.5	D
3.5–5.5	E	2.5–5.5	E
5.5–9.0	F	5.5–13.5	F
9.0–15.0	G	13.5–25.5	G
15.0–20.0	H	25.5–37.5	H
20.0–30.0	J		
30.0–50.0	K		

[a]From E. J. Brown, *Heating, Piping and Air Conditioning*, April 1960, p. 171.

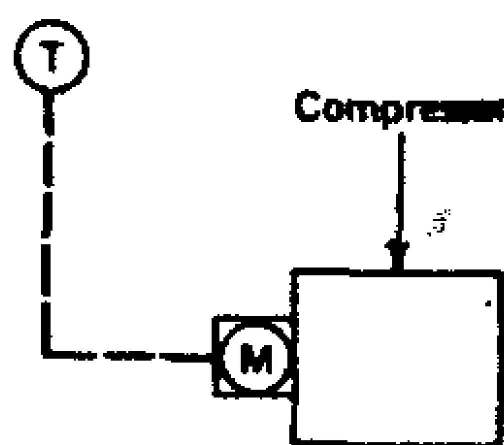


Figure 13.20 Space control of refrigeration

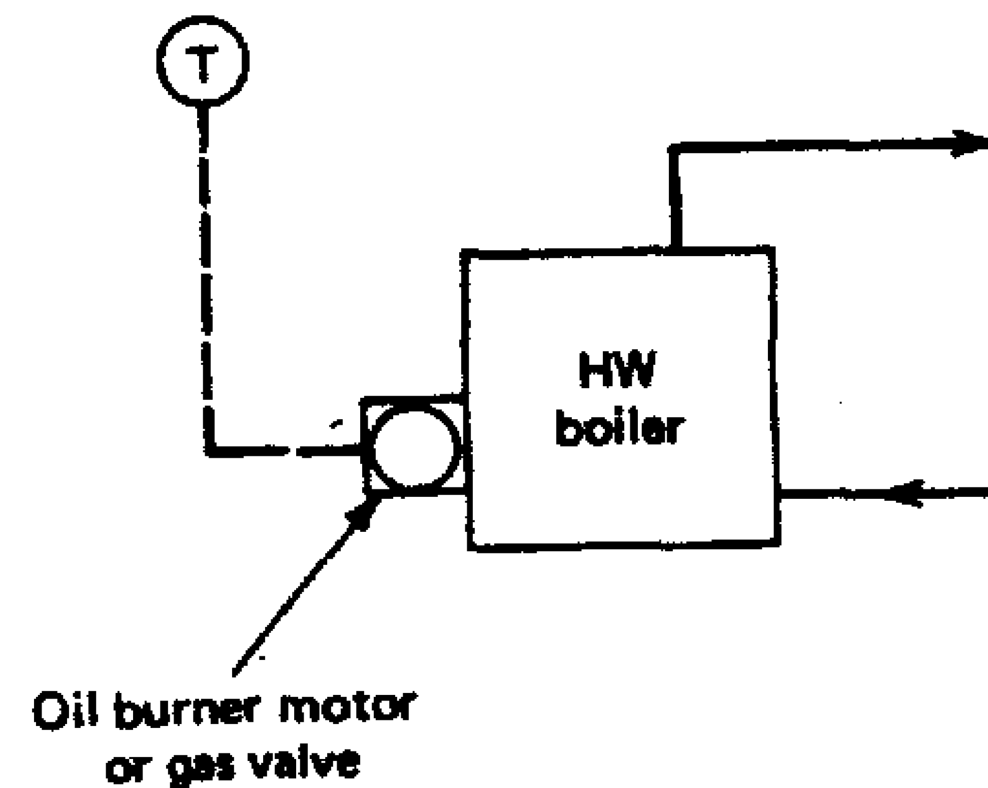
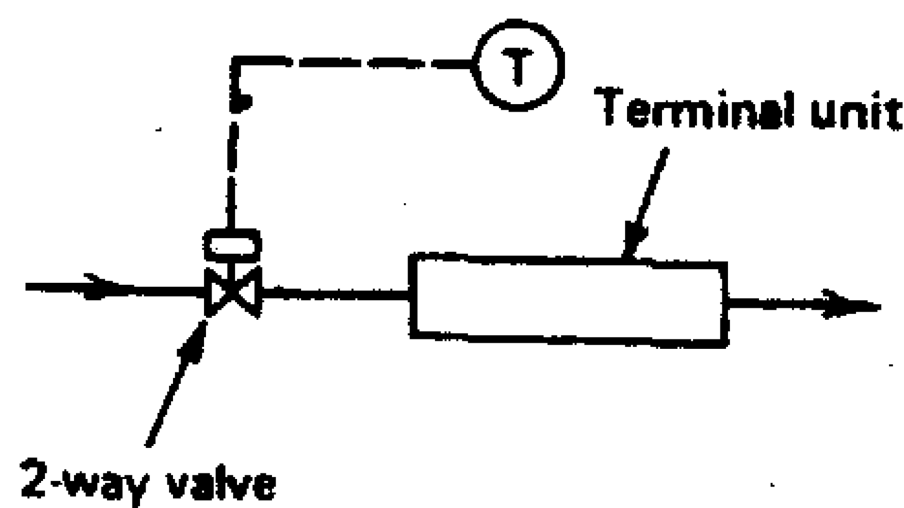


Figure 13.21 Space control of HW boiler burner motor or gas valve.



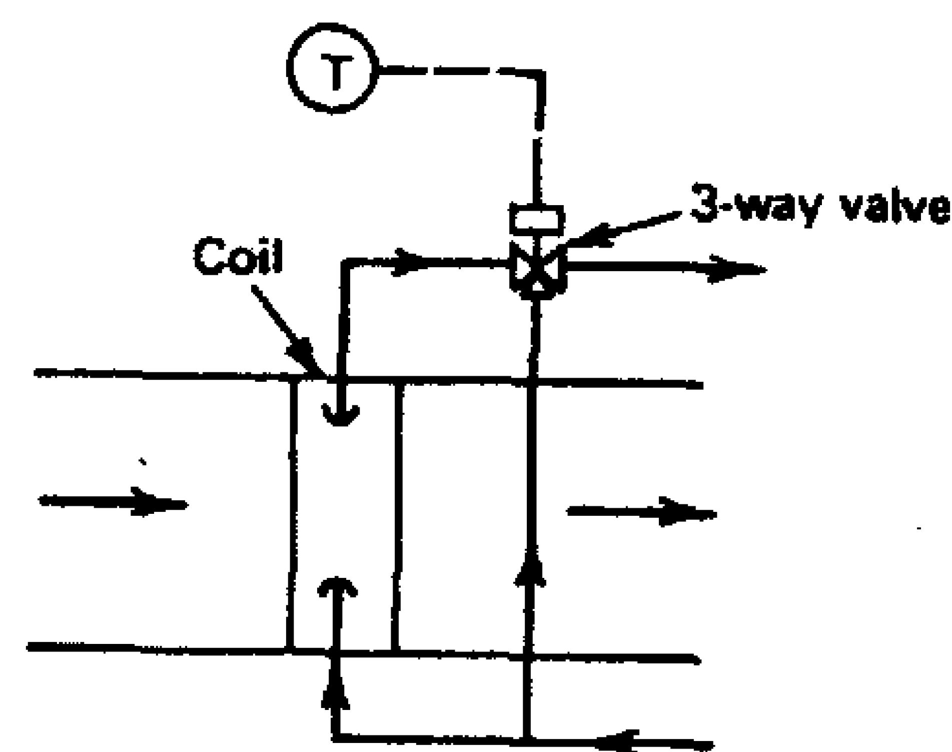


Figure 13.22 Space Control of water flow rate through terminal unit coil in duct.

تعمــل الأولـــى علـــى مسلك الهواء البارد والثانية على الساخن بحيث عندما تفتح الأولى تغلق الثانية وهكذا طبقا للحاجة هذا النظام. يستخدم فى أنظمة المسلك الثنائية ونظام تعدد المناطق

5- تحكــم خوانــق المواجهة والامرار الجانبى ***Control of face and bypass dampers***

كمـــا ســبق وبيـــنا فـــى موضع سابق أن الأمرار الجانبى يستخدم فى بعض الاحيان للحصـــول علـــى نســـبة رطوبـــة معيـــنة ودرجة حرارة محددة ولذلك يستخدم مجموعتان من الخوانـــق Fig13.25 بحيـــث تفتح الأولى عندما تغلق الثانية بتأثير ترموستات الغرفة (T) الذى يعطى إشارة إلى موتور الخانقين.

13.7.2 أنظمة تحكم الهواء الخارجي 13.7.2 Control form outdoor air

الــتحكم عـــن طـــريق درجـــة حـــرارة الهـــوا الخارجى نادرا ما يستخدم ولكنه يستخدم فى بعض التطبيقات الخاصة منها.

١- التحكم فى نسبة الهواء الخارجىو الهواء الراجع

Control of outside and return air

فى الأنظمة الكبيرة يستخدم هذا النظام لتغيير كمية الهواء الخارجي من أقل مستوى إلى هواء خارجي كلى. ففى حالة التدفئة شتاءا خانق الهواء الخارجي فى Fig13.26. يكون فى وضع أقل فتح للهواء الخارجى (بالقدر الذى يسمح بالتهوية فقط) وفى نفس الوضع فإن خانق الهواء الراجع يكون فى وضع أكبر فتح . عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجى فإن ترموستات خلط الهواء (T1) يقوم بفتح خانق الهواء الخارجى تدريجيا لتحقيق أقل درجة حرارة لخليط الهواء. عند ارتفاع درجة الحرارة (10C° : 16C°) فـــإن خانق الهواء الخارجى يفتح إلـــى نسبة 100%. فى حالة التبريد عندما تواصل درجة حرارة الهواء الخارجى فى الارتفاع (21C°:24C°) فإن ترموستات الحد الأعلى للهواء الخارجى T2 يقوم بارجاع خانق الهواء الخارجى إلى الحد الأدنى وبذلك ينخفض الحمل الحرارى على الجهاز بسمى هذا النظام بالنظام الاقتصادى للتحكم حيث يقوم بتقليل سعة التسخين شتاءا باستخدام أقل هواء خارجي وتقليل سعة التبريد صيفا بأقل هواء خارجى أيضا.

2- تحكـــم الأنثالبـــيا ***Enthalpy Control*** نظـــام الـــتحكم الســـابق القائم على درجة الحرارة الجافـــة للهـــواء الخـــارجى لـــيس دائما أكثرهم اقتصادا للطاقة حيث أنه فى المناخ الرطب نجد أن

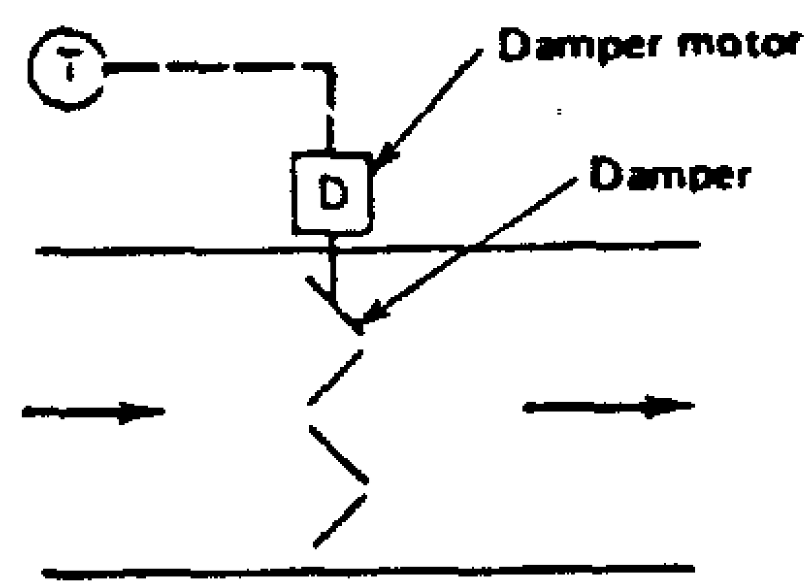


Figure 13.23 Space control of air flow rate througa a damper.

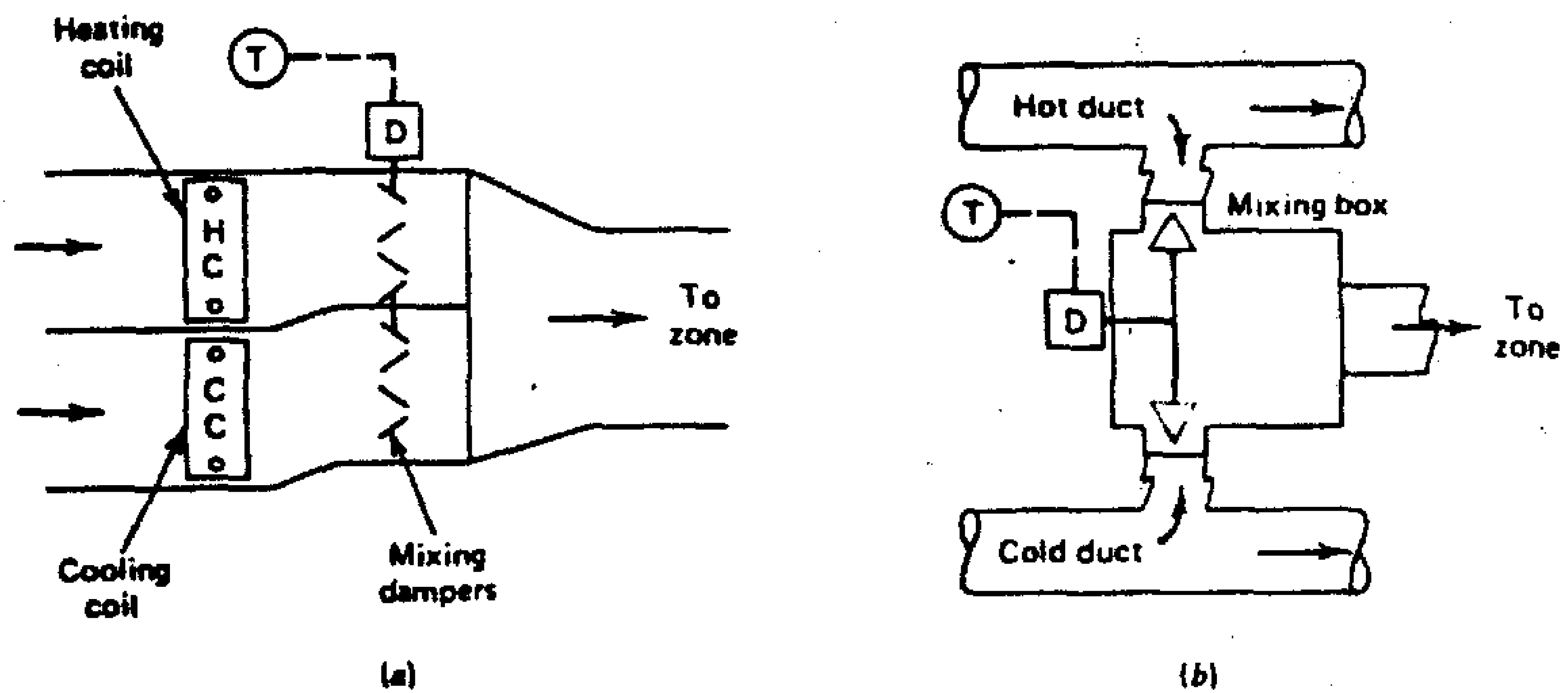


Figure 13.24 Space control of mixing damper for (a): multizone (b) dual duct and mixing box.

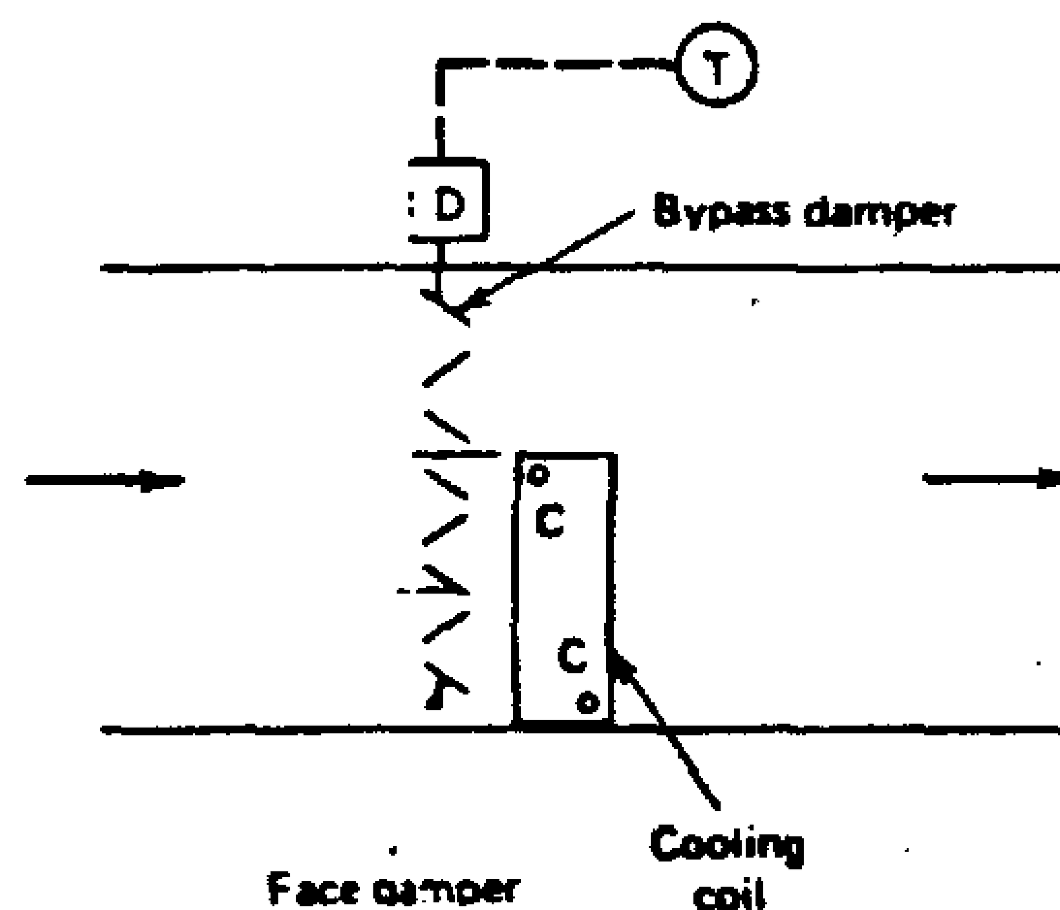


Figure 13.25 Space control of face and by- pass dampers

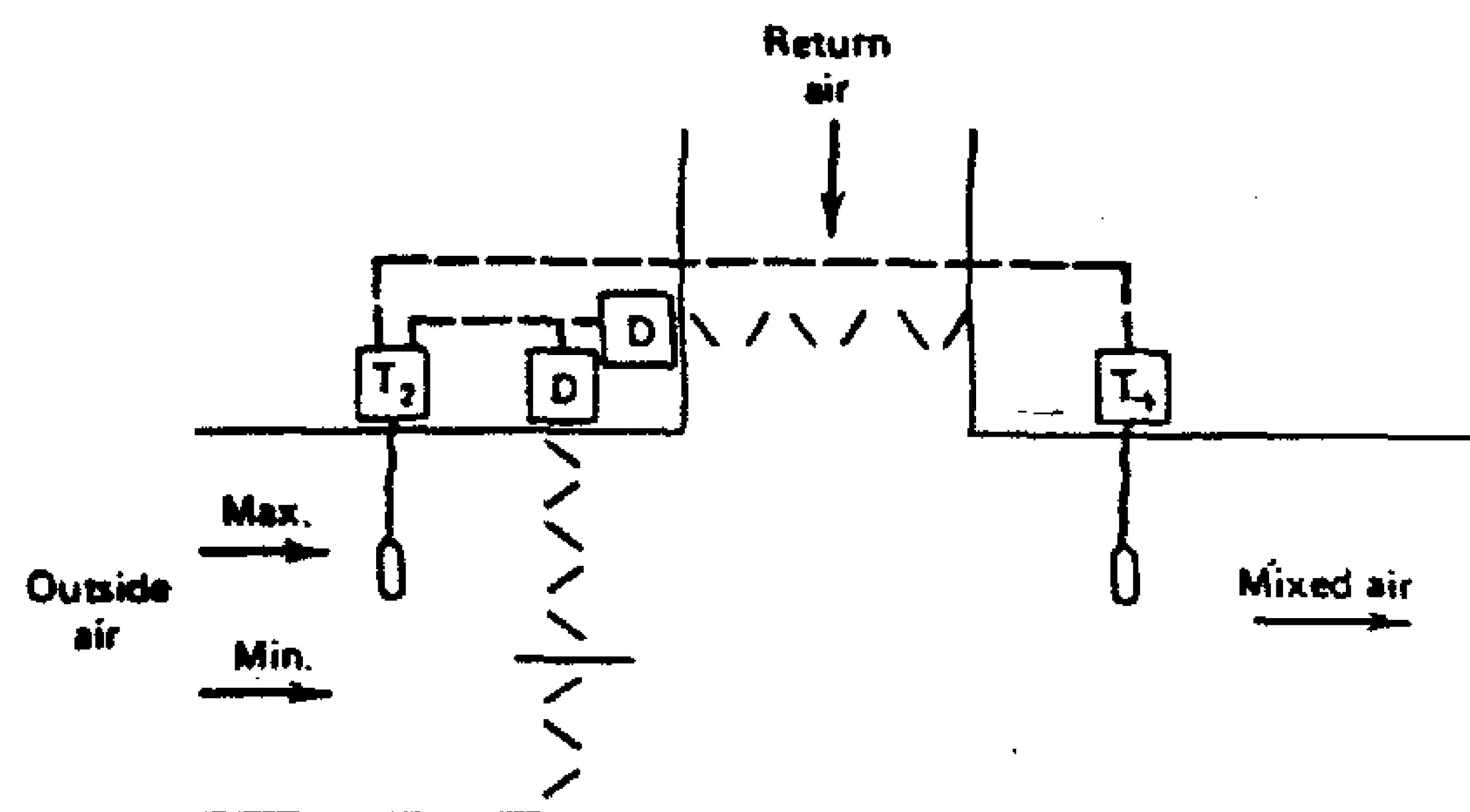


Figure 13.26 Outdoor temperature control of outside and return air damper.

المحتوى الحراري أو الانثالبيا للهواء الخارجي قد تكون أعلى من مثيلها للهواء الراجع ذو درجة حرارة جافة أعلى ورطوبة أقل . ومثال ذلك كما هو موضح Fig13.27 فإذا كانت حالة الهواء الخارجي (20C°db , 90%RH) وحالة هواء الراجع هى (25C°, 40% RH) فنجد ان انثالبيا الهواء الخارجي 54 kJ/kg وانثالبيا الهواء الراجع هى 46 kJ/kg لذلك فإن ملفات التبريد مطلوب منها أن تزيل هذه الحرارة من الهواء لتحقيق الحالة المطلوبة داخل الغرفة لذلك فى هذه الحالة يجب وضع خانق الهواء الخارجي على أقل (min) هواء خارجي كافى لعمليات التهوية Fig13.28 لقياس انثالبيا الهواء لابد من قياس درجة الحرارة الجافة بالإضافة إلى درجة الحرارة الرطبة أو الرطوبة النسبية أو نقطة الندى والآن توجد أجهزة لقياس ذلك كله فى الحال. بالرغم أنه من الناحية النظرية يعتبر التحكم عن طريق الانثالبيا مثاليا من ناحية توفير الطاقة إلا أنه يضع علامات استفهام حول الدقة العملية لحساس الرطوبة.

3- تحكم الرطوبة Humidity control بدون ترطيب فإن كثيرا من المباني سوف تعاني من نقص الرطوبة خاصة شتاءا حيث أن نسبة الرطوبة للهواء المخارجي تكون فى حدود 10% أى أقل كثيرا من ظروف الراحة (50%) لذلك يستخدم تحكم الرطوبة أو هيميدستات Humidistat. الذى يوضع عادة فى المكان الخاضع للتكيف أو على خط الراجع كما هو مبين فى Fig13.29. فى هذه الحالة تحكم الرطوبة (H) يعطى إشارة بفتح صمام عادى القفل NC للبخار وذلك لتفادى الرطوبة الزائدة فى حالة عطل تحكم الضغط الذى يشغل تحكم الرطوبة (يستخدم البخار للترطيب نظرا لنقاوته مقارنة بالماء).

ملفات التبريد تقوم عادة بالتبريد وإزالة الرطوبة. هذه الملفات يمكن التحكم فى عملها بواسطة ترموستات الغرف (T) والهيميدستات (H) Fig 13.30. إذا انخفضت درجة الحرارة فإن ترموستات الغرفة(T) يعطى إشارة إلى ملفات التسخين للعمل.

4- نظام إعادة ضبط خلال درجة حرارة الهواء الخارجي Outdoor temperature reset

قد يتطلب الأمر إعادة ضبط المتغيرات إعتمادا على تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي ومثال ذلك ما هو موضح فى Fig13.31 حيث نجد حالة الترموستات (T2) ينظم درجة حرارة ماء الغلاية التى هى مضبوطة عند قيمة معينة طبقا لدرجة حرارة الهواء الخارجي . إذا ارتفعت درجة حرارة الهواء الخارجي (فإن الحاجة للماء الساخن بالطبع تقل) فيقوم ترموستات الهواء

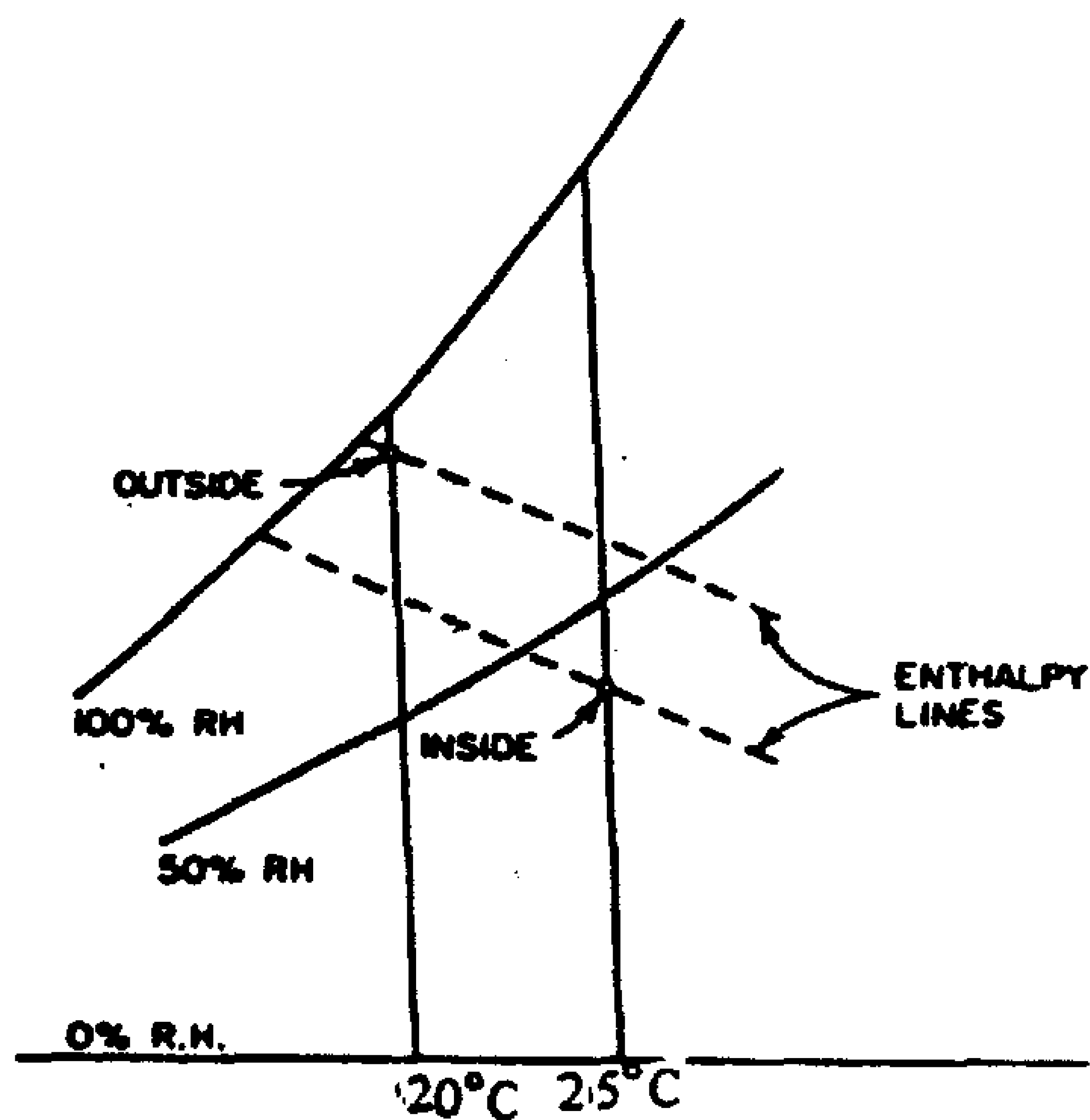


Figure 13.27 Partial psychometric chart.

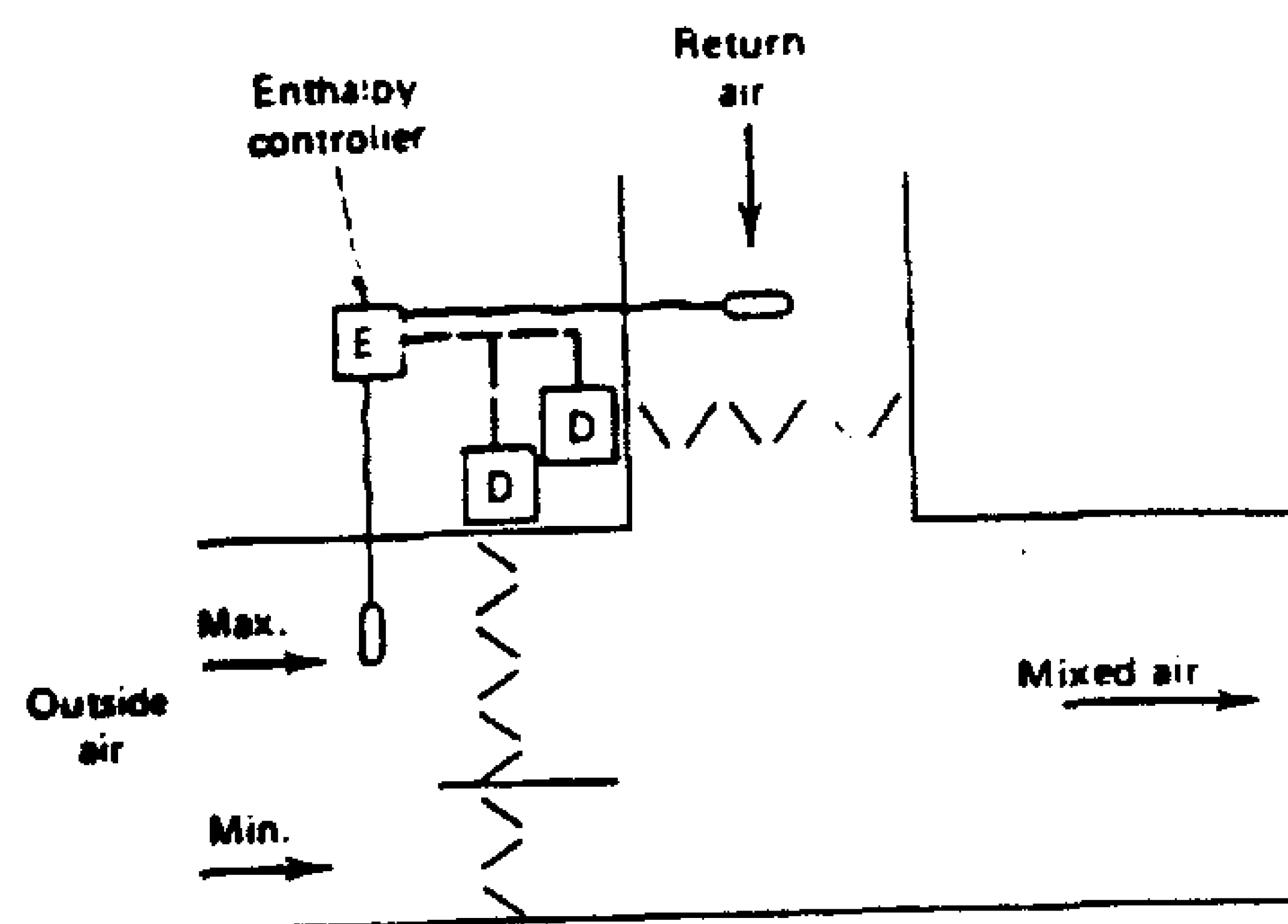


Figure 13.28 Enthalpy control of outside and return air dampers.

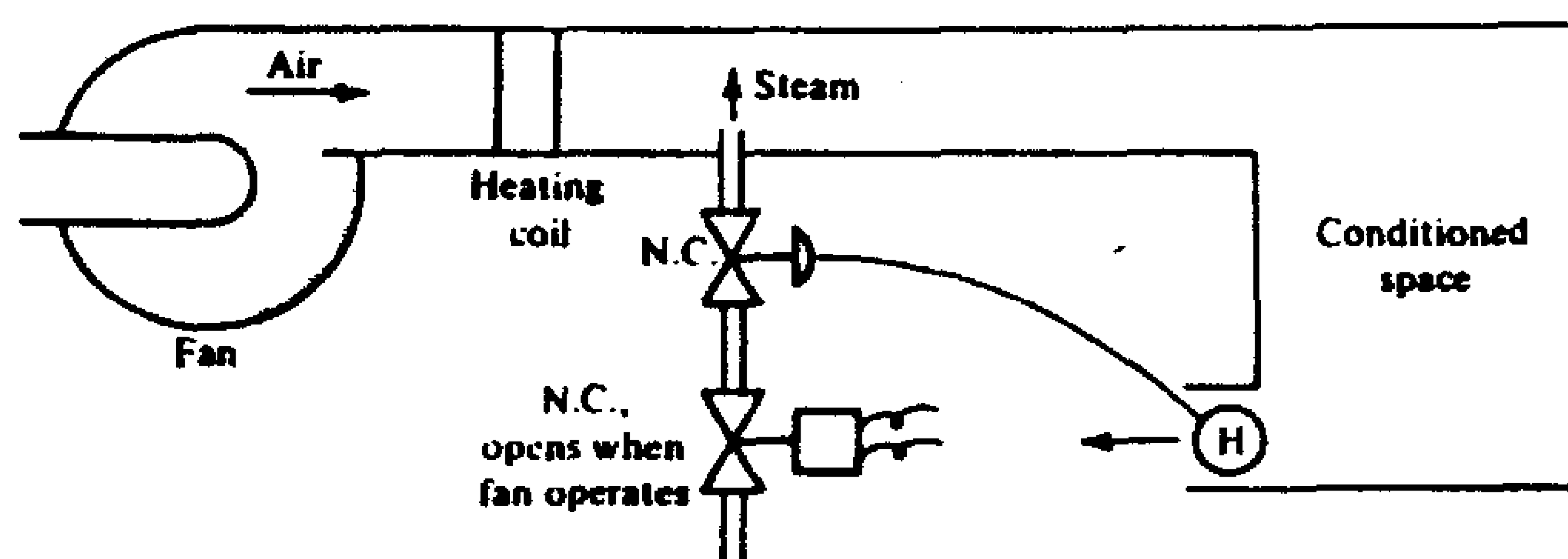


Figure 13.29 Humidistat control system.

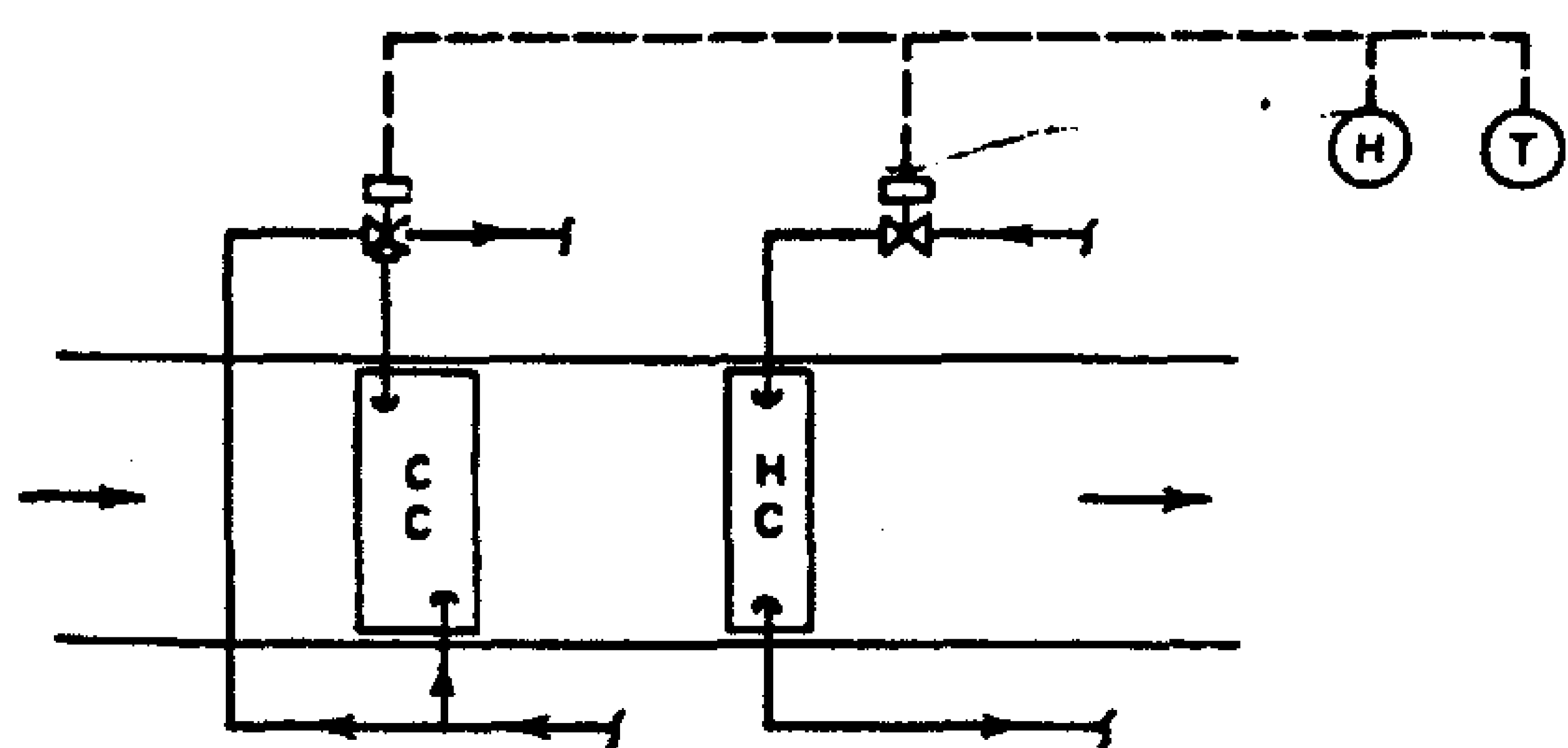


Figure 13.30 Space temperature and humidity control of cooling and heating coil.

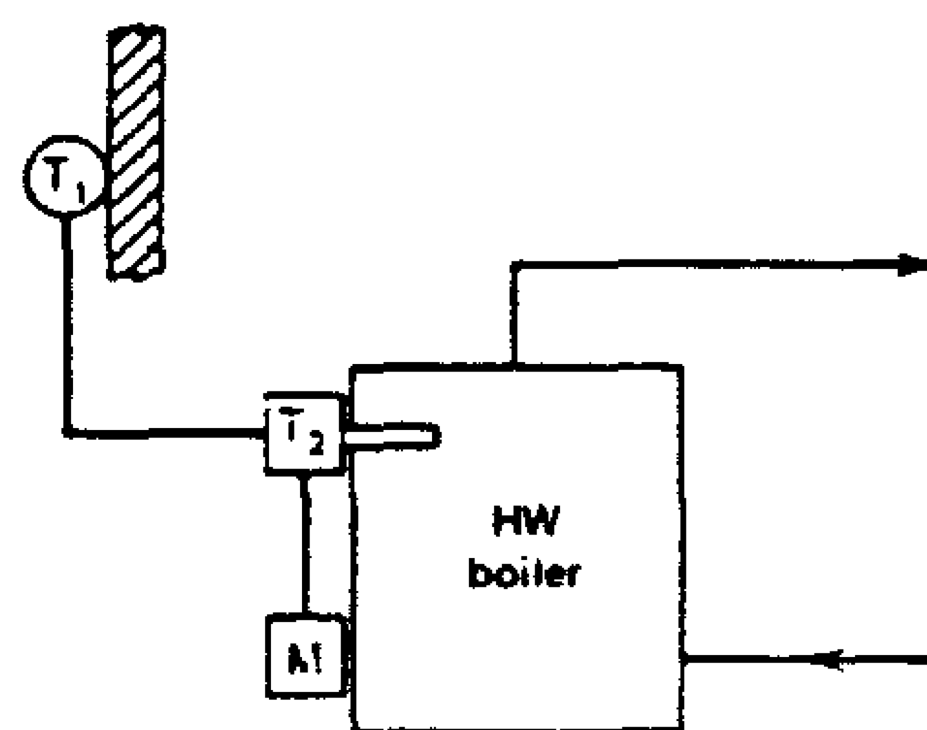


Figure 13.31 Outdoor reset of water temperature.

الخـــارجى (T1) بإعادة ضبط نقطة الضبط Set point الخاصة بالترموستات (T2) إلى قيمة أقل مـــن الأولى. من ذلك نستنتج أن درجة حرارة الماء الساخن تتناسب عكسيا مع درجة حرارة الهواء الخارجى.

ترموستات الهواء الخارجى (T) فى هذه الحالة يسمى ترموستات رئيسى Master thermostat وترموستات ماء الغلاية (T2) يسمى ترموستات فرعى .Submaster thermostat

5- ***الـتحكم فـى مسـلك التسخين Control of heating duct*** بنفس الطريقة السابقة نجد ان مســلك التســخين Fig13.32 يعمــل بــنفس الطريقة السابقة حيث ترموستات المسلك (T2) يعمل علــى ضــبط درجـــة حـــرارة هواء التغذية للغرفة خلال الصمام الآلى . إذا ارتفعت درجة حرارة الهـــواء الخـــارجى فإن ترموستات الهـــواء الخارجى (T1) يقوم بإعادة ضبط ترموستـــات المسلك (T2) على قيمة أقل ليتدفق الماء الساخن خلال الملفات.

T1 يعتبر ترموستات رئيسى Master thermostat .

T2 يعتبر ترموستات فرعى Submaster thermostat

13.7.3 التحكم من خلال مائع التسخين أو التبريد

13.7.3 Control from heating or cooling medium.

مـــن المفـــيد أن يـــتم الـــتحكم من خلال متغيرات خاصة بمائع التسخين أو التبريد – كمثال لذلك ما ســـبق شـــرحه مـــن وضـــع ترموستات فى مهبـــط سريان الهواء خلال مسلك ومثال آخر مبين فى Fig13.33. فـــى هذا المثال نجد أن ضاغط مبرد المياه Water – chiller يمكن التحكم فى سعته التـــبريدية باســـتخدام ترموســـتات مغمور فى خط المياه المثلجة بغرض الحفاظ على درجة حرارة الماء المثلج ثابته. التحكم عن طريق المائع المستخدم مفيد للأسباب الآتية :

1-يحـــافظ علـــى درجـــة حرارة الماء المثلج (أو مائع التبريد) عند قيمة ثابتة من أجل ضمان إزالة الرطوبة بصورة جيدة .

2- الاستجابة السريعة التى يمكن الحصول عليها بهذه الطريقة .

13.8 Complete Control Systems *13.8 أنظمة التحكم الكاملة*

فـــيما ســـبق بيـــنا كيف تعمل أنظمة التحكم البسيطة التى تعمل بتحكم ترموستات لتشغيل ضاغط أو خـــانق ليفتح أو يقفل صمام من أجل تثبيت درجة حرارة اعتمادا على درجة حرارة الهواء الداخلى

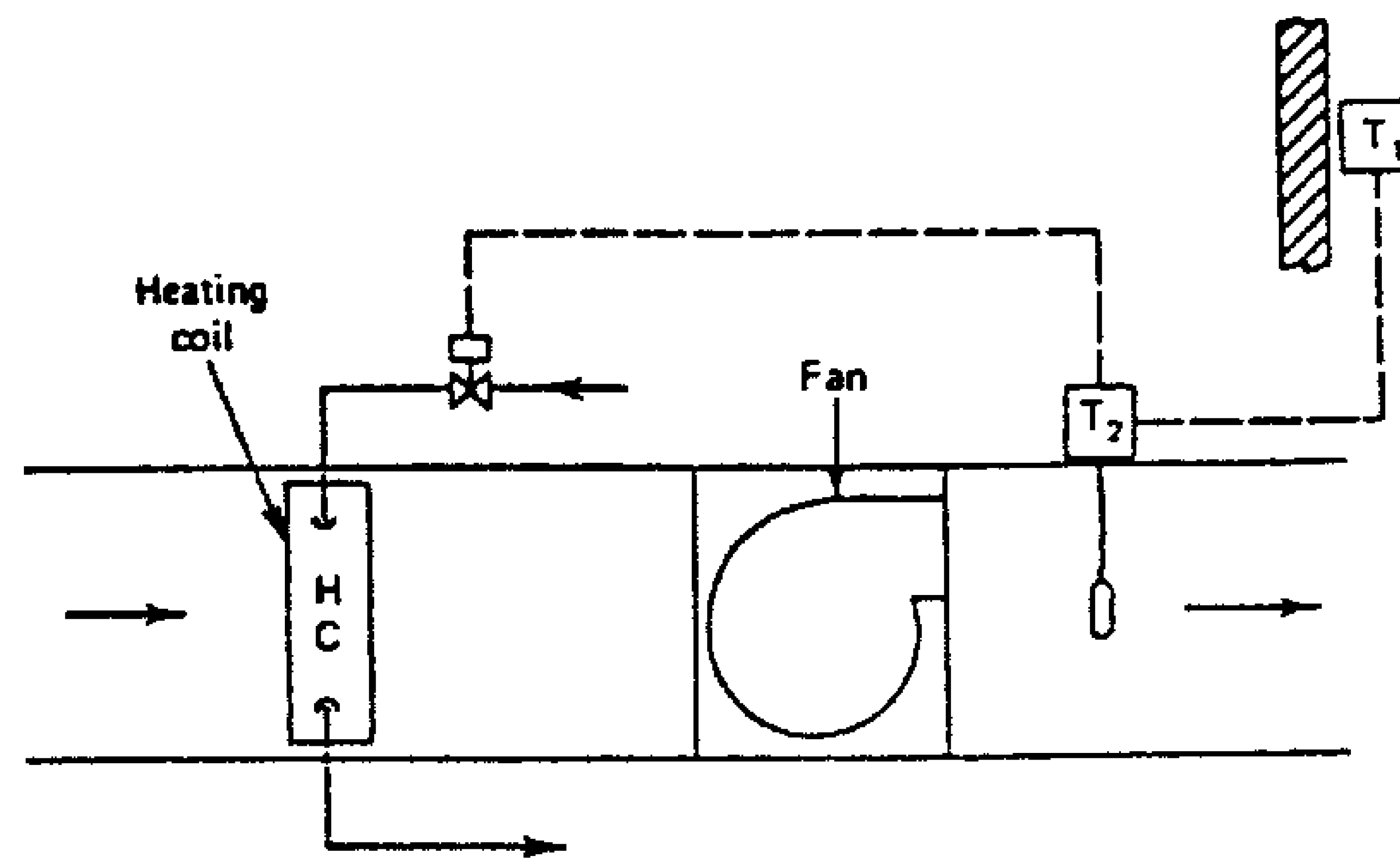


Figure 13.32 outdoor reset of supply air stream.

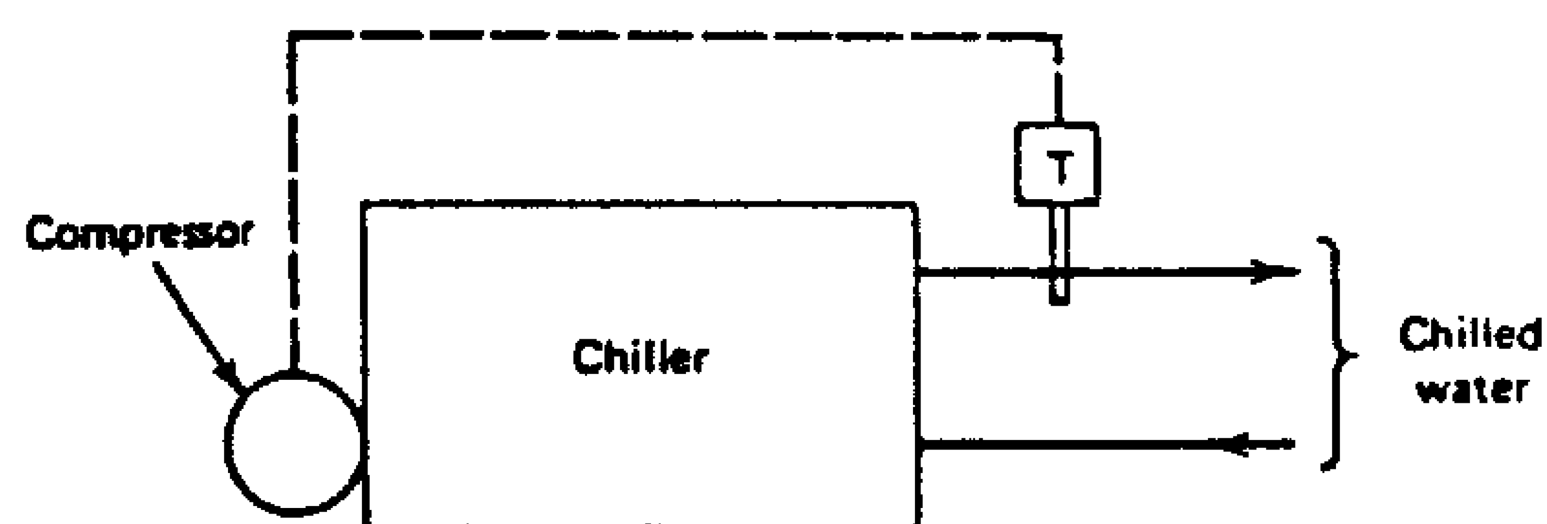


Figure 13.3ɜ Control of chilled water temperature.

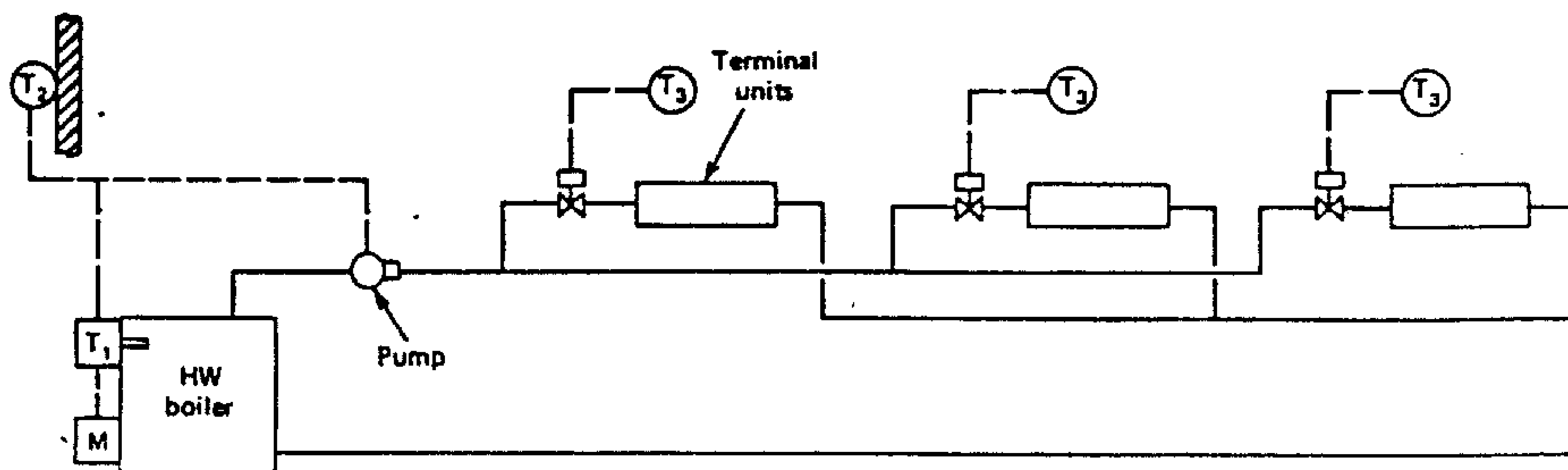


Figure 13.34 Hot- water heating control system.

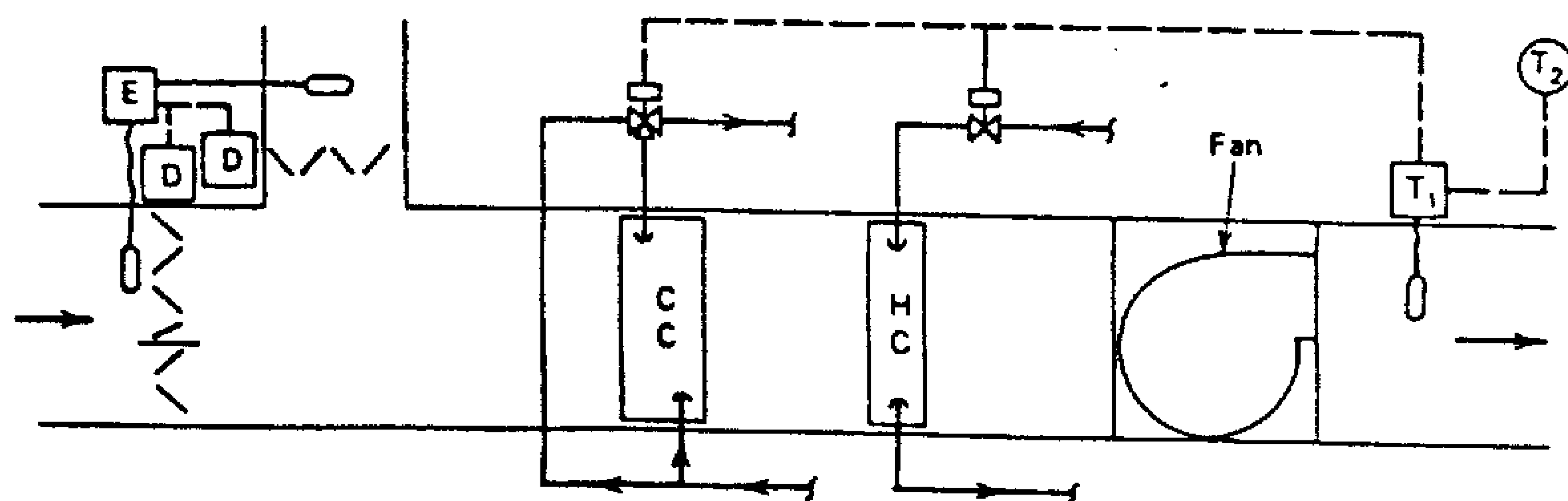


Figure 13.35 A year- round A/C control system.

أو الخـــارجى. غالــبا ما يستخدم مجموعة من الأنظمة السابق شرحها فى بناء نظام تحكم ينظم عمل نظـــام تكيـــيف كـــامل. هناك المئات من البدائل المختلفة لأنظمة التحكم فى تكييف الهواء وسنكتفى بشرح الآتى كامثلة لها.

13.8.1 نظام تحكم نسختين ماء مع تحكم المناطق

13.8.1 Hot water control system with individually controlled zones.

هذا النظام مبين فى Fig13.34 وهو يعمل كالآتى :

1- الترموســتات المغمــور (T1) فـــى مياه الغلاية يعمل على ضبط درجة حرارة ماء التغذية وذلك من خلال التأثير على الموتور (M) لضخ الغاز داخل الغلاية.

2- ترموســتات الهواء الخارجى (T2) يقوم بإعادة ضبط الترموستات (T1) إذا تغيرت درجة حـــــرارة الهــواء الخـــارجى الترموســـتات (T2) يعمـــل فى هذه الحالة كترموستات رئيسى Master thermostat ويعمل الترموستات (T2) كترموستـــات فرعى .Submaster thermostat

3- ترموســـتات الغـــرفة (T3) يقـــوم بالـــتحكم فـــى الوحدات الطرفية وذلك من خلال الصمام المركب عليها لفتح أو قفل أو تنظيم معدل تدفق الماء الساخن إليها.

4- يقـــوم ترموســـتات الهواء الخارجى (T2) بإبطال عمل طلمبة مياه التغذية عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجى وبالتالى انخفاض حمل التسخين.

هذا النظام يوفر تحكم جيد فى درجات ويعمل على توفير الطاقة عندما تقل الحاجة إليها.

13.8.2 نظام تحكم لمنطقة طول العام

13.8..2A year- round air- conditioning control system for single zone.

وهذا النظام مبين فى Fig13.35 وهو يعمل كالآتى :

1- محكــــم الانتالبـــيا (E) أو الترموستات (غير مبين على الرسم) يقوم بضبط خوانق الهواء الـــراجع علـــى أكبر هواء خارجى (max) بحيث يحقق أكبر تبريد خلال فصل الصيف. خلال فصل الشتاء يكون خانق أقل هواء خارجى مفتوحا بحيث يحقق غرض التهوية المطلوبة.

2- الترموســـتات (T1) الموضوع فى المسار الهابط يضبط عمل ملفات التبريد (صيفا) وملفات التسخين شتاءا وذلك بالتأثير على الصمامات الموضوعة على كل منهما.

3- ترموســتات الغــرفة (T2) يعمــل كترموســتات رئيسى Master الذى يقوم بإعادة ضبط الترموســتات (T1) الــذى يعمــل كترموســتات فــرعى Submaster وذلك عند تغيير درجة حرارة الغرفة.

ومــن الملاحــظ أن اســتخدام ترموستات الغرفة (T2) لإعادة ضبط ترموستات الهواء الهابط فى المســلك (T1) يعطــى اســتجابة سريعة للوصول بدرجة حرارة الغرفة للدرجة المطلوبة . كما أن استخدام تحكم الانثالبيا يعمل على حفظ الطاقة كما سبق وبينا.

13.8.3 نظام تحكم نظام تكييف متعدد المناطق

13.8.3 Control of air- conditioning multi- zone system.

كمــا ســبق وبينا ان نظام التكييف متعدد المناطق يخدم مناطق متعددة لكل منها حالتها الخاصة فى درجــة الحــرارة ونسبة والرطوبة .لكل منطقة ينظم حلتها ترموستات واحد . أحد الأنظمة النمطية لأنظمــة تعــدد المناطق مبين فى Fig13.36 . فى هذا النظام للهواء المخلوط نجد أن النهاية العليا والصــغرى يمكــن ضبطها على أساس أنه ليست هناك حاجة للتبريد فى الطقس الشتوى وللتسخين فى فصل الصيف ويقوم التحكم على الأسس الآتية :

1- نســب الخلــط للهواء البارد والساخن يتحكم فيها ترموستات المنطقة (T6) [عددها يحددها عدد المناطق 2 , 3 , 4...... حتى 12]

2- يقــوم الترموســتات (T3) بالــتحكم فــى تغذية ملفات التسخين وذلك بالتأثير على صمام التغذية (V1) .

3- ترموســتات الهــواء الخارجى (T5) يقوم بإعادة ضبط الترموستات (T3) إلى قيمة أعلى إذا أرتفعــت درجة حرارة الهواء الخارجى (حيث تقل الحاجة للتدفئة) وقيمة أقل إذا انخفضت درجــة حــرارة الهــواء الخــارجى (حيث تزداد الحاجة للماء الساخن للتدفئة). فى هذه الحالة الترموســتات (T3) يعمــل كترموســتات فــرعى Submaster والترموســتات (T5) يعمــل كترموستات رئيسى Master .

4- الترموســتات (T4) يقــوم بالــتحكم فــى تغذية ملفات التبريد عن طريق التأثير فى صمام تغذية الماء المثلج (V2) وليس لترموستات الهواء الخارجى (T5) تأثير عليه .

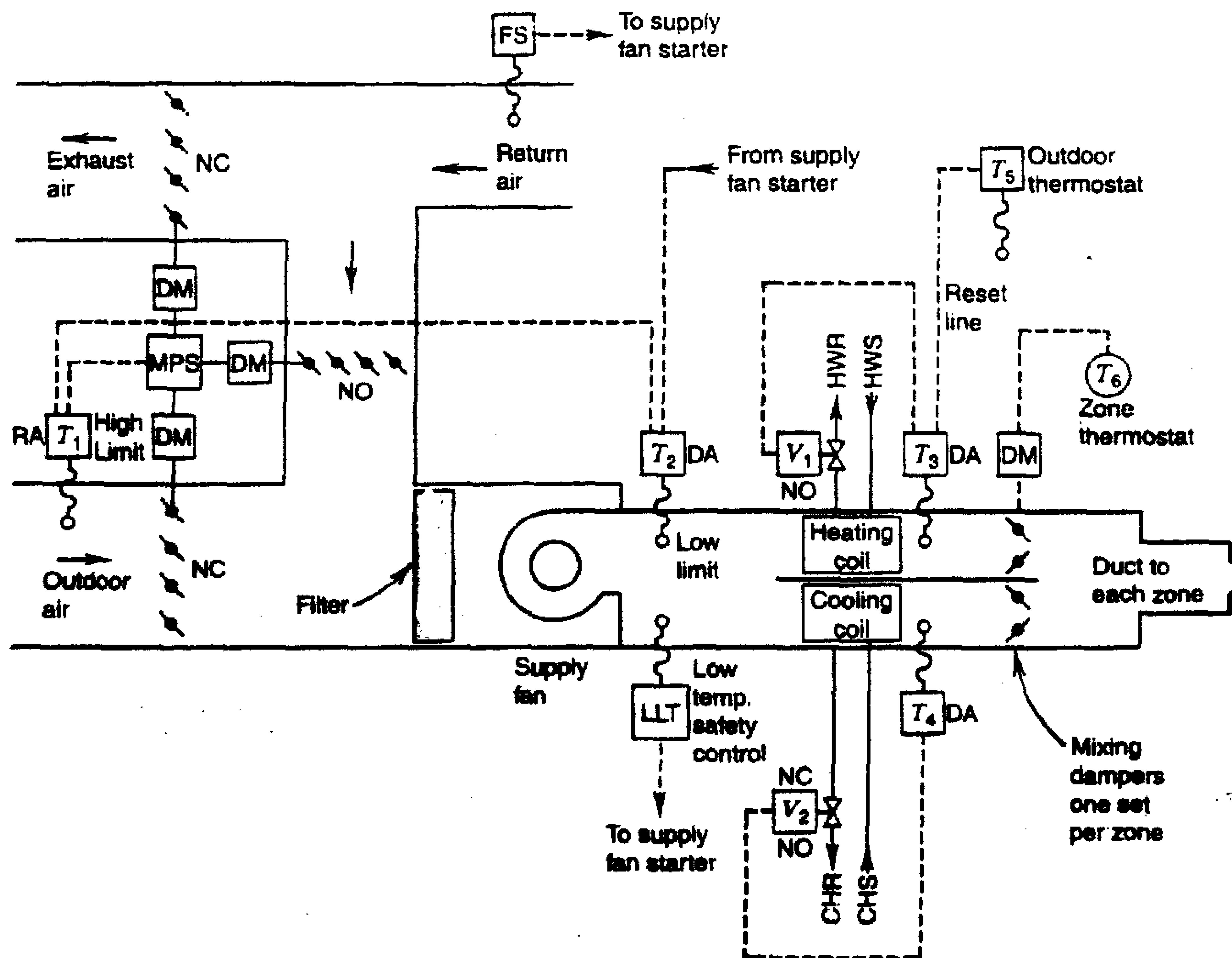


Figure 13.36 Control system for multi- zone A/C system.

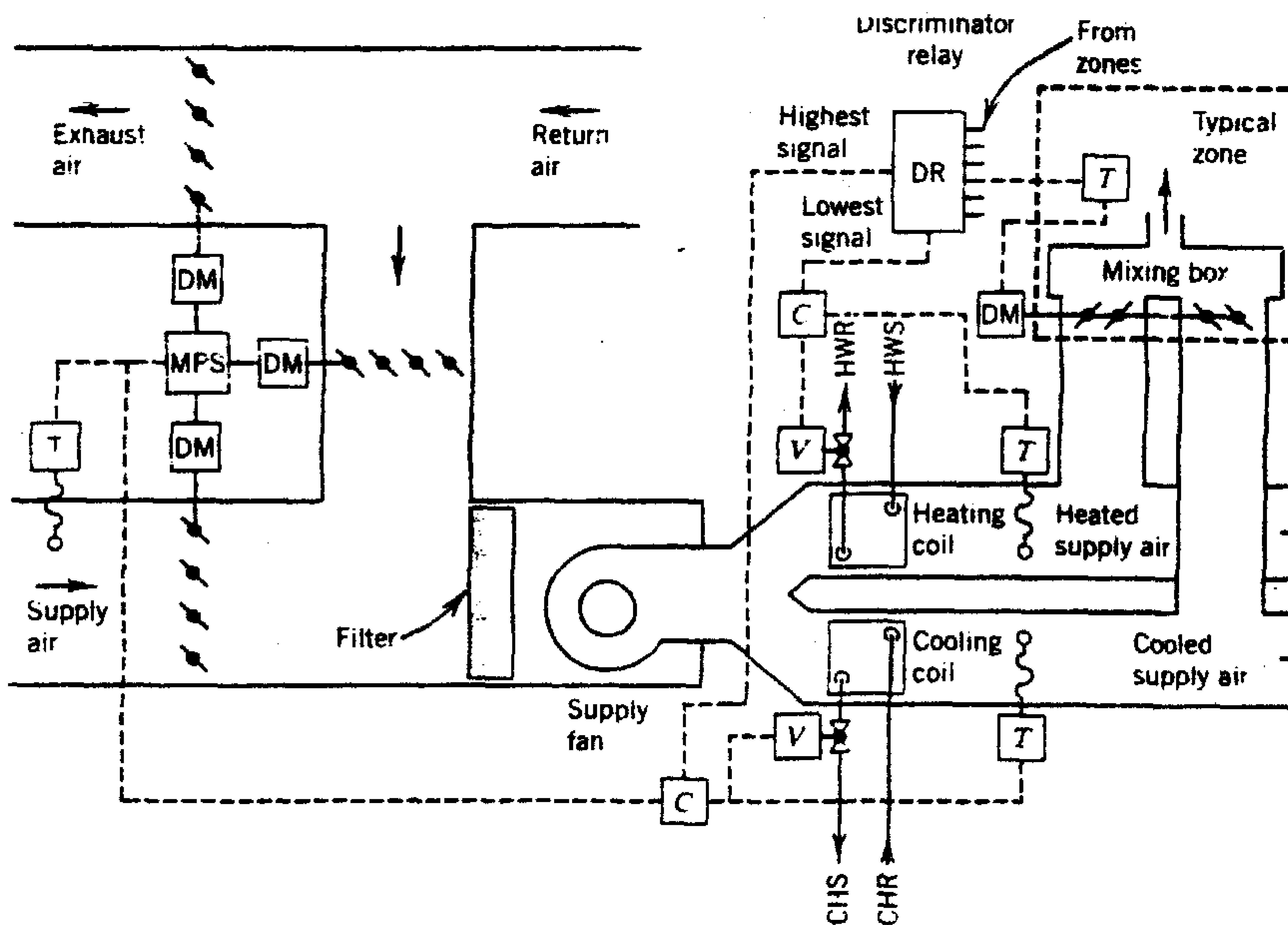


Figure 13.37 Control system for ducal – duct A/C system.

5- الترموســتات (T1) يقوم بتحديد نسب خلط الهواء الراجع مع الهواء الخارجى بحيث يكون خــانق الهــواء الــراجع عــادى الفتح NO ويكون خانق الهواء الخارجى عادى القفل NC فى فصل الشتاء أو يسمح بأقل كمية هواء خارجى ضرورية لعملية التهوية .

6- الترموســتات (T2) يحس بدرجة حرارة هواء التغذية والذى يقوم بإعادة ضبط الترموستات الفرعى له Submaster (T1) بحيث يغير من نسب خلط الهوا الراجع والهواء الخارجى

13.8.4 تحكم نظام تكييف ثنائى المسالك

13.8. 4 Control of HVAC dual – duct system

هذا النظام Fig13.37 يعمل كالتالى :

1- ريــلاى التميــيز (الاختيار) Discriminator Relay (DR) يربط منطقة أو عدة مناطق كــل مــنها بترموســتات (T) خاص بها. هذا الترموستات يقوم بتشغيل موتورات فتح أو غلق خوانق مسلك البارد أو الهواء الساخن فى صندوق الخلط Mixing Box .

2- ترموســتات ملفــات التســخين (T) يحس بدرجة حرارة هواء التغذية الساخن ويؤثر على صمام تغذية الماء الساخن (V) لتغيير مقدار التدفق طبقا للحاجة.

3- بالمــثل ترموســتات ملفــات التــبريد (T) يقوم بالتأثير على صمام الماء المثلج (V) طبقا للحاجة.

4- يقــوم ترموســتات هــواء التغذية بتشغيل موتورات خوانق الهواء الراجع والهواء الخارجى بالنسب المطلوبة .

13.9 Direct Digital Control — 13.9 التحكم الرقمى المباشر

يســتخدم الأن علــى نطــاق واســع نظام التحكم الرقمى المباشر وهو يتم باستخدام الحاسبات الآلية Computers or Microprocessors مــع المــتحكمات Controllers. وســائل الأحســاس Sensors مــع أجــل تحقــيق نظــام تحكم مغلق وذلك بالتحكم فى التدفئة والتبريد من أجل تثبيت درجــة حــرارة و نســبة الرطوبة معينة داخل المكان . هذا النظام يحقق سرعة أكبر فى الاستجابة للإشــارات الــواردة مــن وسائل الأحساس Sensor ويسمح بالتحكم فى أعداد كبيرة من الفراغات الخاضــعة للتكــيف هنا لا يتسع المجال لشرح طريقة عمل هذا النظام إذا يدخل فى نطاق تخصص التحكم الرقمى.

14

منظفات الهواء – المرشحات

AIR CLEANERS - FILTERS

مقـــدمـة *General*

الهـواء الجـوي هو خليط من غازات مختلفة في الظروف الطبيعية يتكون من أكسيجين (21%) ، نتروجين (78 %) ، أرجون (1 %) ، ثاني أكسيد الكربون(0.03 %).

وهناك أيضا بعض الغازات بنسب أصغر مثل الهيدروجين، النيون، هيليوم، الأزون ، بخار الماء.

الإنســان يحــتاج إلى حوالي 30 L/h من الأكسيجين ، هذا يعني 150 L/h من الهواء . لكن نسبة ثانــي أكســيد الكــربون الــذي يســببه الإنســان سواء بنفسه أو نتيجة بعض الأنشطة الإنسانية أو الصناعية ترفع هذا الاحتياج إلى $5\ m^3/h$.

14.1 ملوثــــات الـهـــواء *14.1 Air - Contaminants*

الهــواء الخارجــي وحتى الداخلي يحتوي على العديد من الملوثات وهي عبارة عن خليط معقد من الأدخنة والرذاذ والأتربة وجسيمات في شكل خيوط وألياف وغيرها وتعريف بعضها كما يلي :

1- الدخــن **Fumes** هــي بعــض أكاســيد المعادن تنشأ من تكثف أبخرتها نتيجة العمليات الكيميائية والصناعية .

2- الدخــان **Smoke** عــبارة عن جسيمات معلقة تنشأ نتيجة عملية الاحتراق Combustion. هذه الجسيمات عادة كربون وقد تحتوي على جسيمات أخرى .

3- الرذاذ **Mist** . عبارة عن تشتت جسيمات السوائل نتيجة ارتطامها بالأسطح .

4- الضــباب **Fogs**. عــبارة عــن الــرذاذ Mist الــناتج عن العمليات والظواهر الصناعية والمترولوجية .

5- الأتــربة Dusts .عبارة عن جسيمات صلبة تنشأ أما نتيجة الرياح أو بسبب العمليات التي يقوم بها الانسان مثل التجريف والطحن وتكسير الصخور أو التآكل .

6- الأبخــرة والغـــازات Vapor & Gases. الأبخرة والغازات المتواجدة في الهواء. يمكن الـــتخلص مـــن الأبخـــرة بالتـــبريد في درجة حرارة أقل من نقطة الندى بينما لا يمكن ذلك مع الغازات .

7- الجســيمات العضــوية Organic particles. أشـــهر الجسيمات العضوية هي البكتريا Bacteria حبوب اللقاح Pollen والفطريات Fungi والفيروسات Viruses .

8- الأيروســولات Aerosols عـــبارة عـــن رذاذ غير متماسك لقطرات من السوائل أو مواد صلبة بواسطة غاز .

وفيما يلي نعطي تصور عن حجم الملوثات المتواجدة في الهواء مقدرة بالميكرون μ m

حيث: $1\,\mu m = 10^{-3} mm = 10^{-6} m$

Human hair	40-300 μ m	شعر الإنسان
Oil Smoke	0.03- 1.0 μ m	دخان الزيت
Fertilizer	10-1000 μ m	الأسمدة
Tobacco smoke	0.01-1 μ m	دخان السجائر
Coal dust	1-100 μ m	أتربة الفحم
Beach sand	100-2000 μ m	الرمل
Plant spores	10-30 μ m	خلية نباتية
Pollen	10- 1000 μ	حبوب اللقاح
Typical atmospheric duct	0.001 to 30 μ m	الأتربة
Bacteria	0.2 –5 μ m	البكتريا
Fungi	1-20 μ m	الفطريات
Viruses	1 μ m	الفيروسات

باستعراض الملوثات المختلفة فإن الهواء النقي يعمل على :

1- حمايــة صــحة الإنســان وتوفــير الــراحة له حيث أن وجود الأتربة قد يؤدي إلى إصابة الإنسان ببعض الأمراض الصدرية مثل الربو والسل والحساسية .

2- المحافظة على نظافة المكان والأثاث بصورة مناسبة .

3- المحافظــة علــى المعدات حيث أن بعض المعدات لا تعمل بصورة جيدة في ظروف هواء غــير نقــي مثال لذلك أجهزة الحاسب الآلي كما ان الهواء الغير نقي قد يؤدي إلى نقص العمر الافتراضي للمعدات .

4- المحافظــة على معدات أجهزة التكييف . حيث أن ترسب الأتربة على أسطح ملفات التبريد والتســخين يــؤدي إلــى زيــادة المقاومة الحرارية لهذه الملفات بالتالي التأثير سلبا على كفاءة انــتقال الحــرارة هــذا من ناحية . ومن ناحية أخرى يزيد من فقد الضغط خلال سريان الهواء وبالتالي اختلال اتزان خصائص المروحة – ونظام المسلك .

14.2 Air- Cleaning Methods طرق تنقية الهواء 14.2

يــتم تنقــية الهــواء بواســطة معــدات تسمى المرشحات (فلاتر Filters). تقوم الفلاتر بتجميع الملوثات بواسطة إحدى الطرق الآتية :-

1-الارتطـــــام Impingement أو تصـــادم القصــور الــذاتي (Inertial impaction) كمــا هــو مبين فى (Fig 14.1a) حيث يقوم تيار الهواء بتغيير اتجاهه خلال انسجة المرشح أما الجســيمات الصــلبة Particles وهــي الأثقــل ترتطم بنسيج الفلتر وتتعلق به نتيجة وجود طبقة لزجة على نسيج الفلتر. هذه الطريقة تعطي نتائج جيدة عند احتجاز جسيمات كبيرة نوعا .
وقــد تحــتاج الجســيمات إلى قوة قصور ذاتي أكبر للمرور والأخيرة تزداد إذا زادت سرعة الهواء أو زيادة حجم الجسيمات فى أقطار النسيج الصغيرة .

2- الاحــتجاز Straining (Fig .14.1 b) الجســيمات ذات الحجم الكبير تحتجز عند مرورها فــي مرشــح حيــث المسافة بين طبقتين متجاورتين من طبقات النسيج صغيرة نسبيا فيتم حجز هذه الجسيمات على نسيج المرشح (الفلتر) .

3- الترســيب الكهروستاتيكي Electrostatic Precipitation (Fig 14.1c) تستخدم هذه الطــريقة فــي المرشــحات الإلكترونية حيث يتم تأيين الجسيمات عند مرورها خلال مجال كهربي

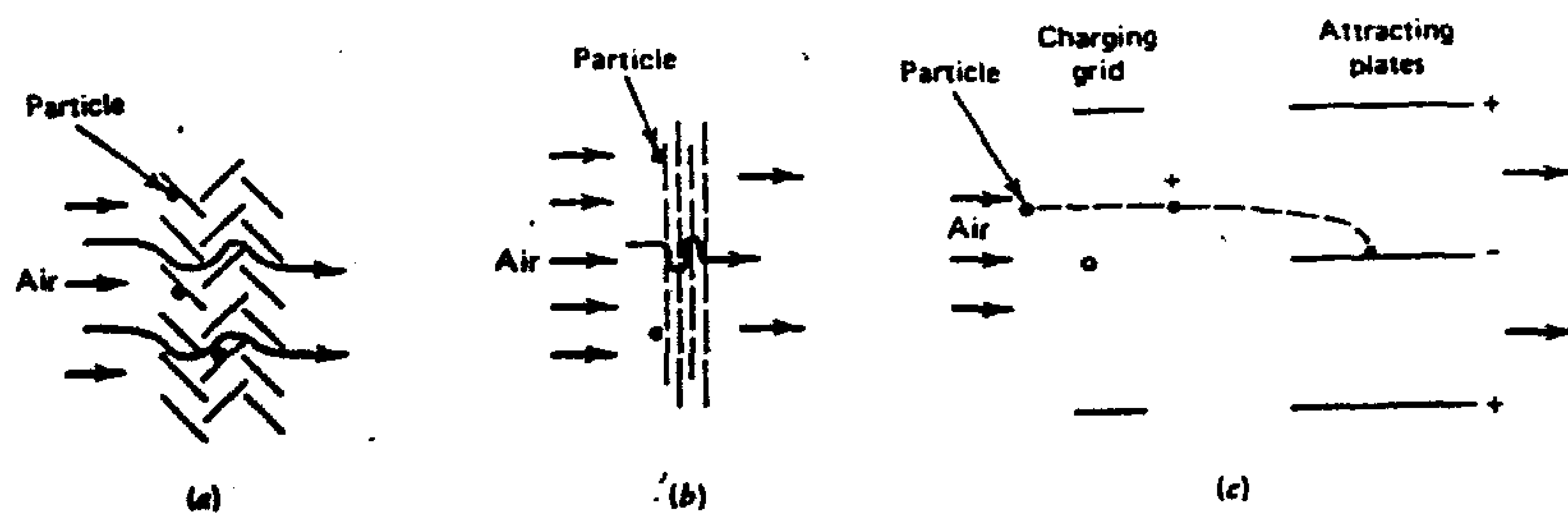


Figure 14.1 Method of air- cleaning (a) Impingement, (b) Straining,

(c): electrostatics perception.

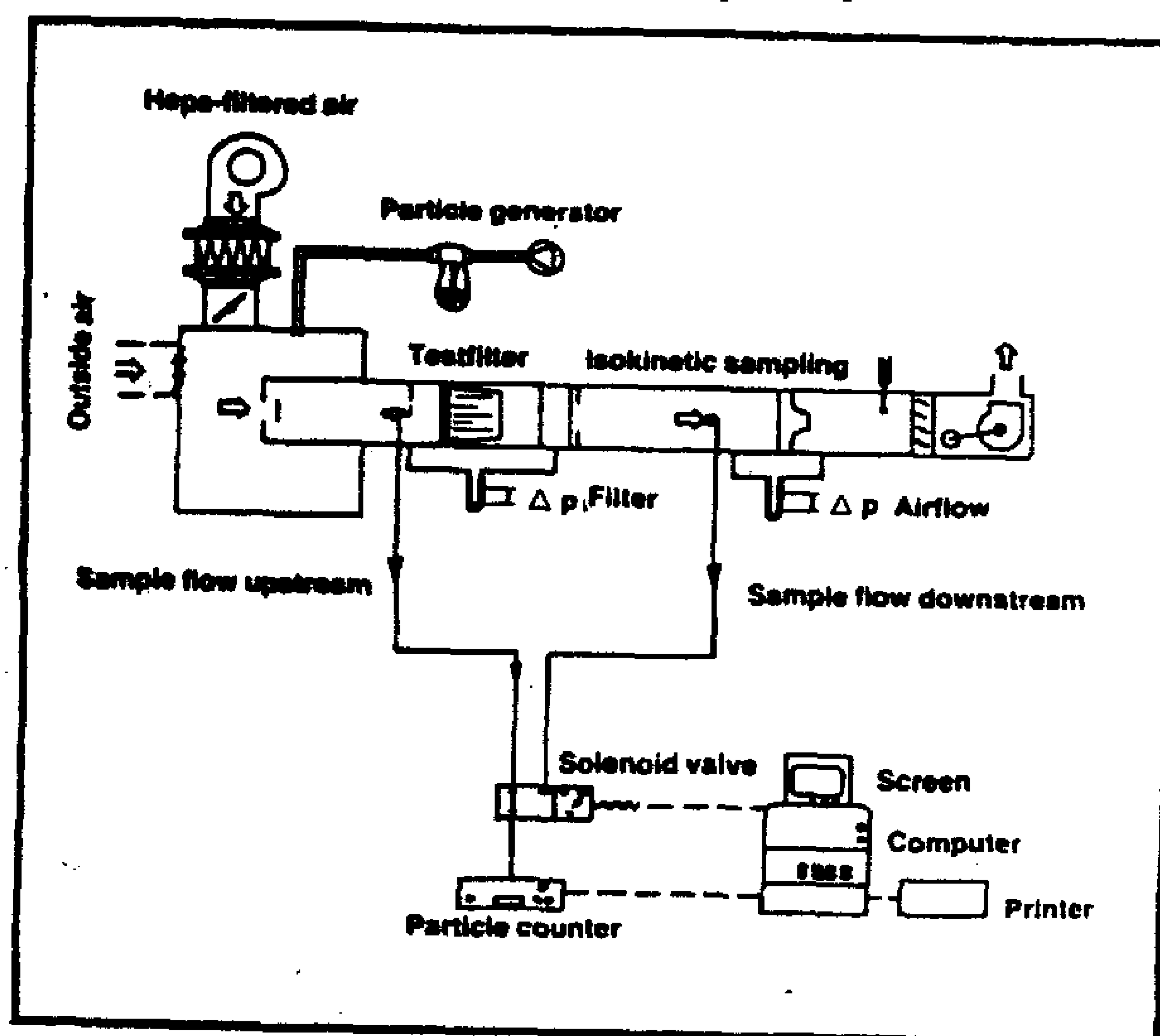


Figure 14.2 ASHRAE standard test rig.

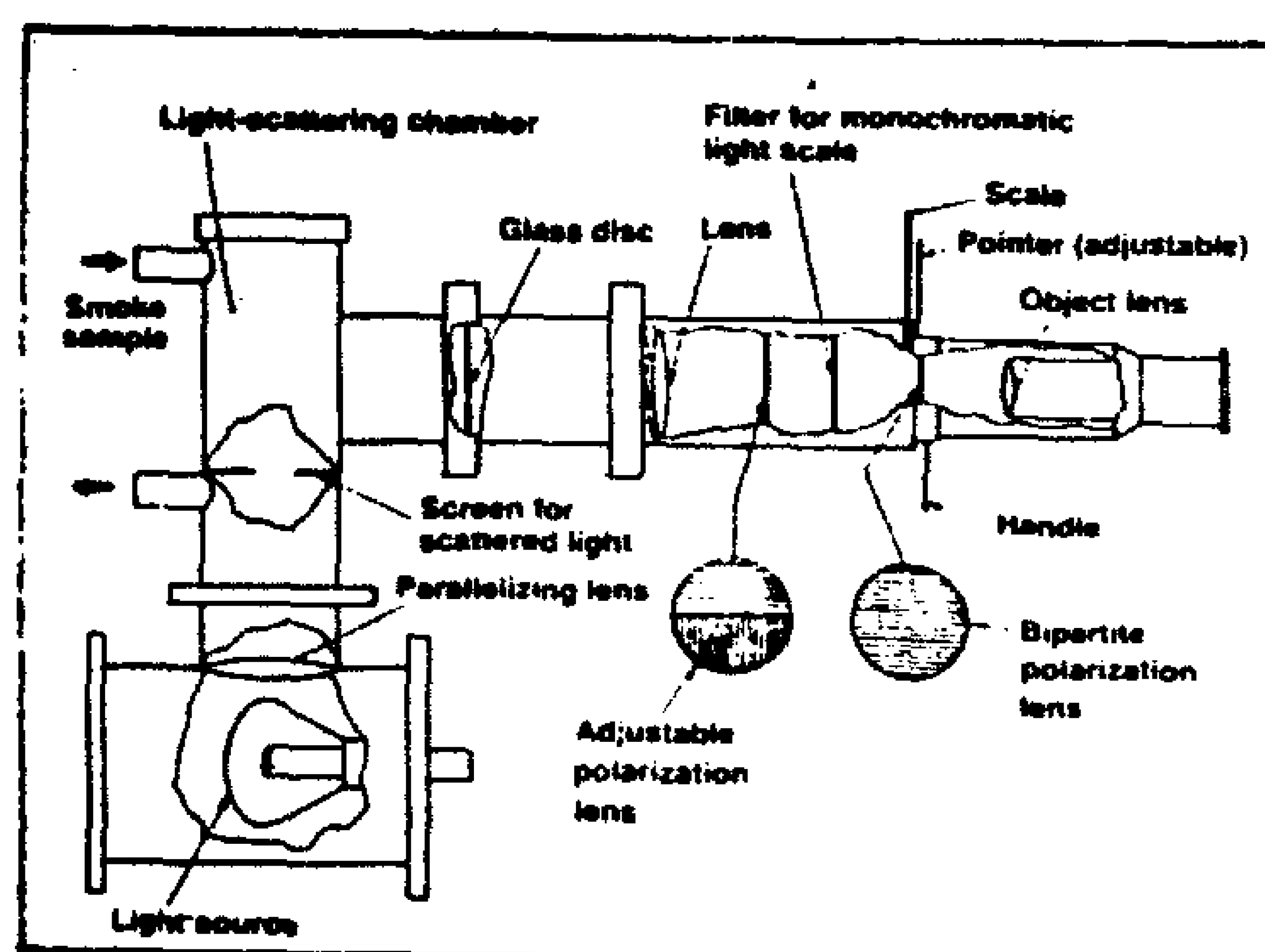


Figure 14.3 DOP test using light scattering technique.

حيث يتم شحن الألواح الجانبية بشحنة مخالفة للأولى . ونتيجة اختلاف القطبية تتجاذب الجسيمات على الألواح الجانبية Collector Plates .

الفلاتر تستطيع التخلص من الجسيمات العالقة بتيار الهواء بطريقة أو أكثر من الطرق السابقة .

14.3 طرق اختبار المرشحات *14.3 Methods of testing Filters*

لتقييم أداء المرشحات من أجل الاختيار المناسب للمرشحات اعتمدت جمعية الأشرى الأمريكية ASHRAE فى 1986 ثمان طرق لاختبار المرشحات سنشرح أربعة منها وهى :

1- اختبار الكبح بالوزن Weight arrestance test فى هذا الاختبار يتم قياس وزن الأتربة المحتجزة بالمرشح ويتم مقارنته بالوزن والحجم القياسى للأتربة. هذا الاختبار يساعد فى مقارنة قدرة المرشح فى احتجاز الأحجام الكبيرة.

2- عدم تلون البقع Dust spot discoloration فى هذه الطريقة يتم أمرار الهواء من خلال المرشح ثم أمراره فى وجود فلتر مصنع من ورق أبيض. درجة عدم تلون البقع على فلتر الورق الأبيض يدل على كمية الجسيمات الصغيرة التى لم يتم حجزها بالمرشح. أهمية هذا الاختبار تبين مدى اتساخ سطح الغرف بواسطة هذه الجسيمات.

هذا الاختبار أفضل من الطريقة السابقة حيث يضمن عمل الفلتر على عدم اتساخ الغرف بالأتربة. يبين Fig14.2 كيفية أجراء اختبارات المرشحات بطريقة الأشرى ASHRAE.

3- اختبار الأدخنة DOP smoke Test هذا الاختبار هو الأكثر دقة للمرشحات التى تقوم بحجز الجسيمات المتناهية فى الصغر. فى هذا الاختبار فإنه يتم أدخال سحابة من الأدخنة ذات جسيمات متساوية الحجم ($0.3\ \mu$ m) من مادة (Di- Octyl Phthalate) اختصارا (DOP) فى غرفة الاختبار Fig14.3 مع تيار هواء خلال المرشح. ثم تقاس كثافة تركيز الجسيمات التى لم تحتجز بواسطة آلية الضوء المتشتت Light scattering technique.

DOP عبارة عن مادة عضوية اسمها التجارى **Flexol** ضغط ابخرتها عند درجة حرارة الجو منخفض للغاية وهذا يطى أيروسولا مستقرا عندما تتكثف ومتماسكة عند درجات الحرارة العالية وليس لها لون ولا رائحة وغير سامة وليست مسببة للصدأ ورخيصة الثمن. بهذه الطريقة يتم اختبار قدرة المرشح فى التخلص من الجسيمات المتناهية فى الصغر. كمثال أدخنة السجائر التى يتراوح حجمها بين (0.01-1μ m) والبكتريا التى يتراوح حجمها (0.3- 30 m μ) .

4- قـدرة الاحـتفاظ بالأتـربة **Duct holding capacity** الـثلاث طـرق السـابقة لاختـبار المرشـحات ركـزت علـى اختـبار كفاءة المرشح لحجز الملوثات ولم تتناول أثر ذلك على زيادة المقاومـة المصاحبة لتراكم الأتربة وغيرها. ولهذا فإن المرشح الذى يستطيع أن يحتجز كمية كبيرة مـن الأتـربة دون زيادة فجائية كبيرة فى المقاومة يمكن تفضيله على الذى يحجز كمية صغيرة من الأتـربة مـع الوصـول لـنفس مقاومة الأول، لذلك فإنه فى هذه الطريقة يتم مقارنة وزن الأتربة المتجمعة مع الزيادة فى مقاومة الهواء خلال مروره خلال المرشح.

14.4 أنواع المرشحات *14.4 Types of Filters*

يمكن تقسيم المرشحات تأسيسا إلى عدد فى العوامل

أولا : طبقا لنوع الوسط *Media* تنقسم المرشحات إلى :

1- **مرشـحات لـزجة Viscous filters**. يـتكون المرشـح من نسيج ألياف الصوف الزجاجي أو من شـبكة معدنـية تـتكون من الحبيبات الخشنة ومشبعة بمادة لزجة. هذا النسيج يوضع داخل إطار معدنى Fig14.4. هـذا الفلـتر كفاءتـه حوالـى10% ويستطيع اصطياد الحبيبات الكبيرة نوعا ما ويعتبر غير مناسبا فى حالة الحبيبات الصغيرة. مقاومة الضغط عندما يكون نظيفا (ΔP=0.1 in wg = 25Pa) ومقاومة الضغط عندما يكون متسخا (ΔP= 0.5 in wg = 125 Pa). فى هذه الحالة يتم تغييره.

* هـناك نـوع آخـر مـن المرشحات اللزجة Washable viscous filters مبين فى Fig14.5 وهـو مصـنع مـن شـبك معدنى مجدل مع بعضه ومغطى بطبقة لزجة. هذا المرشح يمكن تنظيفه بواسـطة بخـار المـاء أو المـاء الساخنين، وبعد غسيله يغطى بالطبقة اللزجة مرة أخرى. مقاومة الضغط الابتدائية ΔP= 25Pa أما كفاءته فهى أقل من الفلتر السابق المبين فى Fig 14.4.

2- **مرشـحات جافـة Dry filters**. فى هذه المرشحات لا تستخدم الزيت أو أى مادة لزجة وإنما يعـتمد عمـل هـذه المرشـحات علـى المسـافات الضيقة بين الطبقات لاصطياد الملوثات. ففى Fig14.6 مرشـح غـير قـابل أيضـا للتنظـيف وهو مصنع من نسيج الصوف الزجاجي وبعمق يـترواح مـن cm(22-37). كفـاءة هـذا المرشح تصل إلى 95% طبقا لاختبار الوزن (الطريقة الأولـى)، %(30-35) للاختـبار الـثانى، %(15-20) طـبقا لاختبار DOP. مقاومة الضغط عند سمك 22cm هى ΔP = 37.5 Pa.

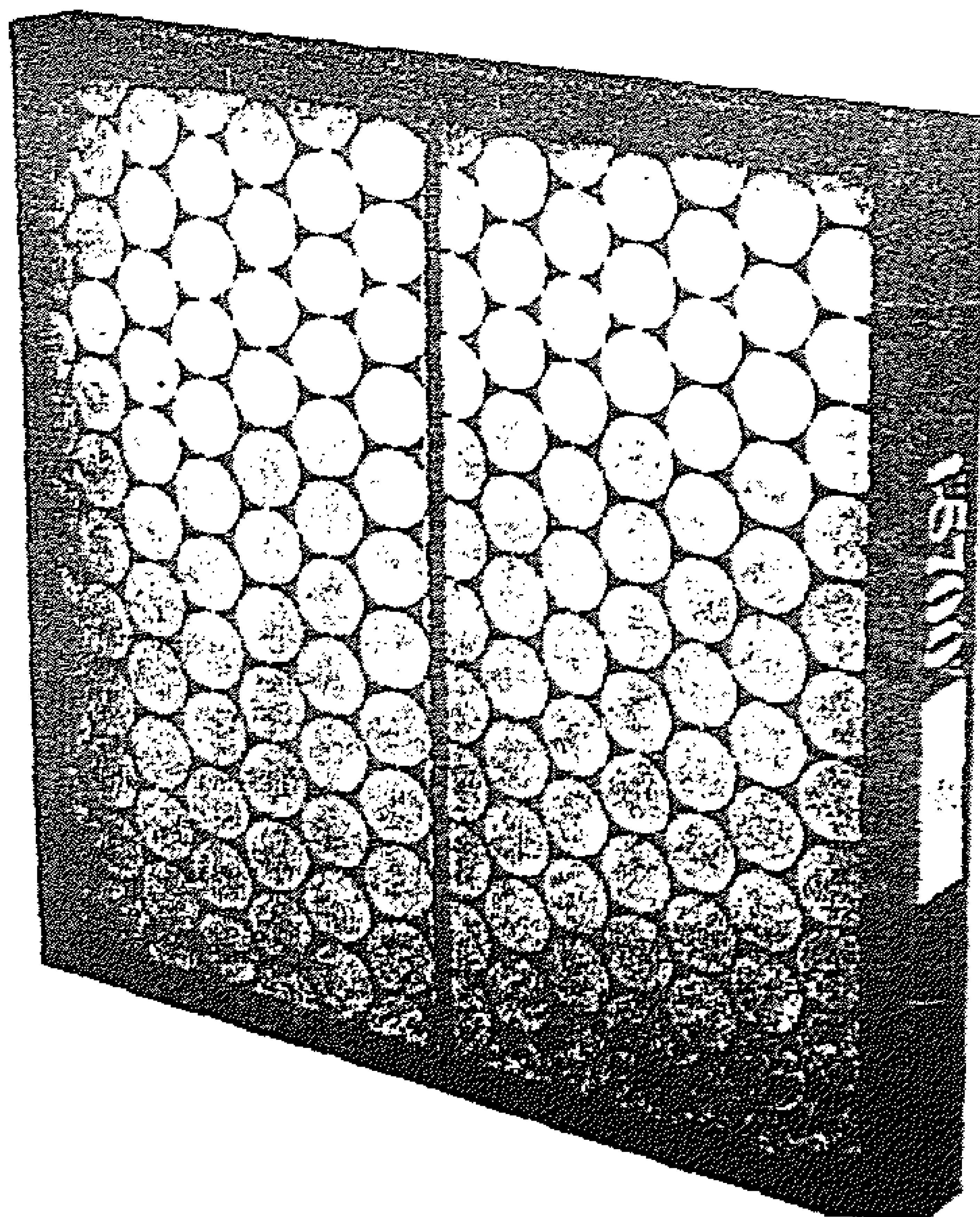


Figure 14.4 Low efficiency viscous disposable filter

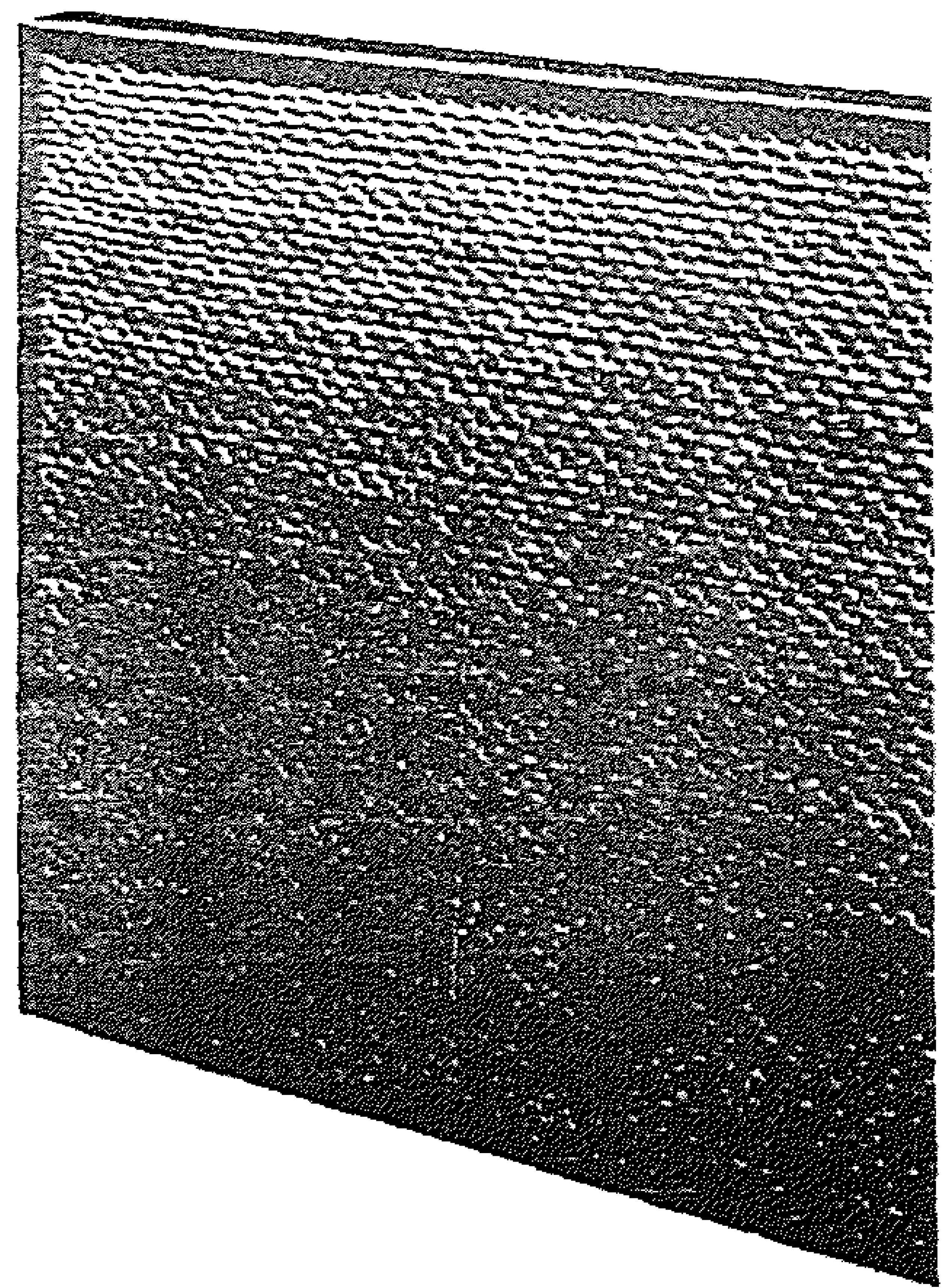


Figure 14.5 Washable visco filter

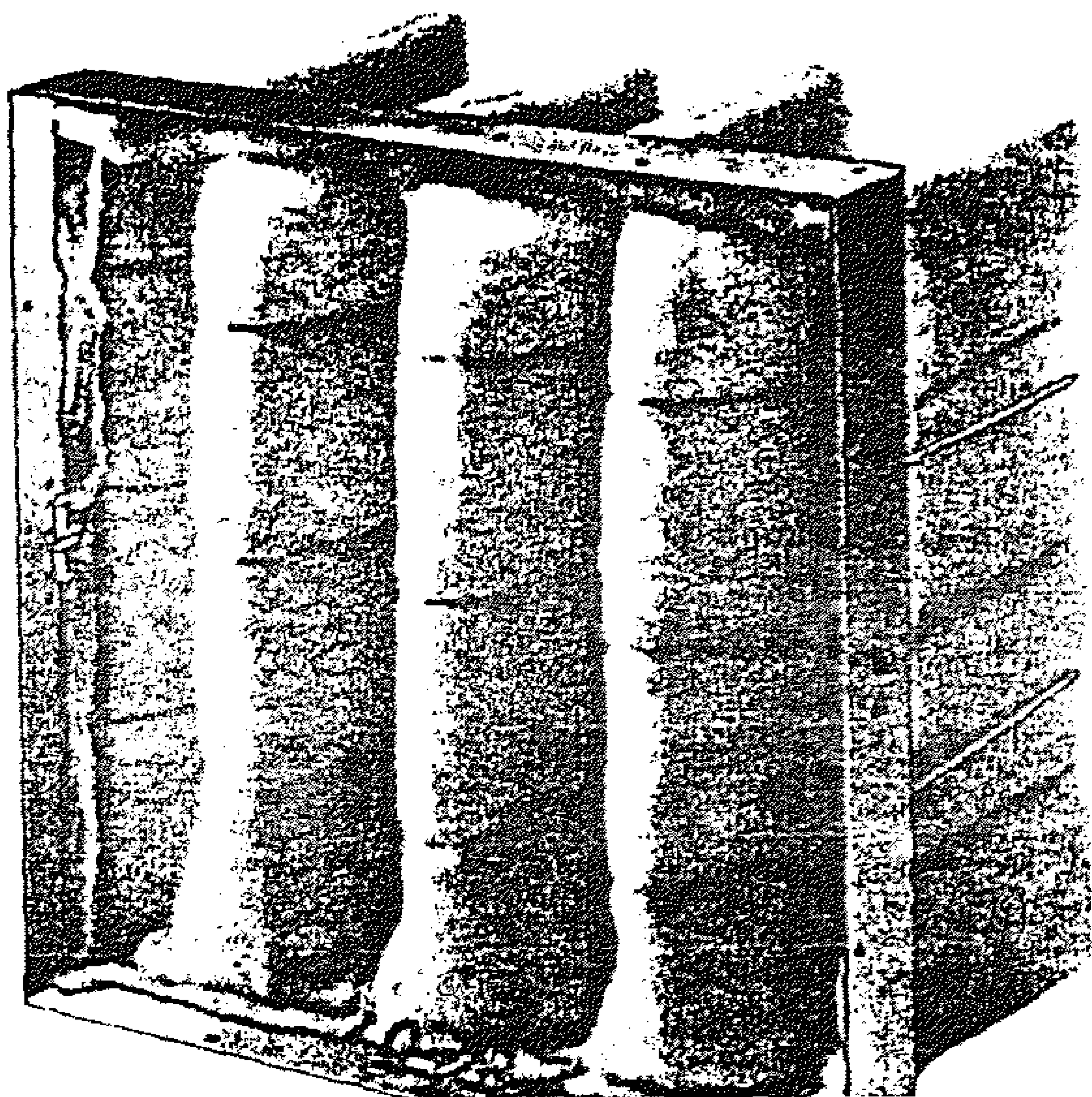


Figure 14.6 30% Dust spot efficiency duy disposable filter.

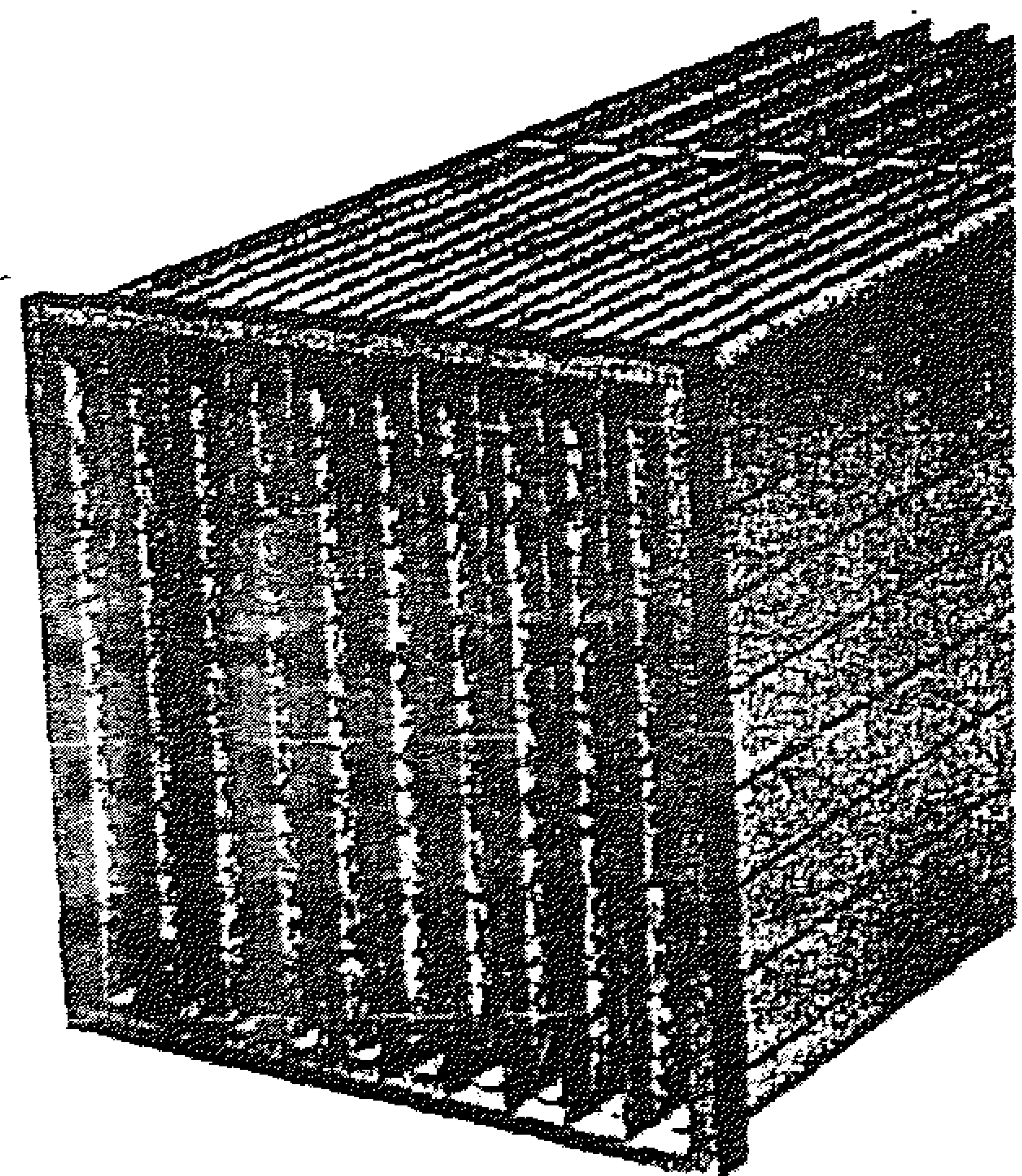


Figure 14.7 45% Dust spot efficiency Dry disposable filter

مقاومة الضغط عند سمك 37cm هى $\Delta P = 75$ Pa

* طـــراز آخـــر من المرشحات الجافة مبين فى Fig14.7 حيث العمق أكبر من سابقة ويتراوح بين (56- 93)cm ممـــا يســـمح بمرور كمية هواء أكبر وتتوقف الكفاءة على كثافة النسيج حيث تتراوح بيـــن 96-99% طـــبقا لاختـــبار استحالة تلون البقع وتتراوح بين 20-85% طبقا لاختبار DOP. مقاومـــة الضـــغط لهـــذا الطراز تتراوح بين 150)Pa - 37.5) طبقا لوسط النسيج وعمق المرشح- هذا النوع غير قابل للغسيل.

* طـــراز آخـــر مـــن المرشحات الجافة مبين فى Fig14.8 هذا الفلتر مصنع من نسيج الاسبستوس وريقـــات رطبة مرصوصة من الزجاج الرقيق وهى تسمى High Efficiency Particulate Air واختصـــارا HEPA وفـــى بعـــض الأحيان الفلتر المطلق Absolute Filter وذلك لمقدرته الفائقة علـــى حجـــز الجسيمات المتناهية فى الصغر وقد تم تطويره لصالح الجيش الأمريكى خلال الحرب العالمـــية الثانية وكفاءته تتراوح بين 99-100% طبقا لاختبار DOP. ويعتبر الفلتر الوحيد القادر علـــى احـــتجاز الفيروســـات الصغيرة الذى يصل قطرها إلى $0.05\mu m$ ومن مميزاته أن سرعة الهـــواء قـــد لا تـــتعدى 0.25m/s ويستطيع العمل حتى مقاومة ضغط حتى $\Delta P = 500$Pa. هذه المميزات تجعله من أغلى المرشحات ثمنا .

ثانيا : المرشحات الثابتة والمتجددة Stationary & renewable filters

- المرشـــحات الثابـــتة تصـــنع فى شكل ألواح مستطيلة Fig14.9 متراصة كل خلف الاخرى ومثبتيـــن مـــع بعضـــها الـــبعض. عـــند اتســـاخ هذه الألواح فإنها تسحب أما للتنظيف أو الاســـتبـــدال بأخـــرى كما هو مبين بالنسبة للمرشحات المطـــويـــة Pleated filters.يبين Fig 14.10 عـــن كيفـــية إعـــادة تركيب نسيج المرشح بطريقة يدوية من رول لهذا النسيج المصـــنع مـــن ورق الســـيليلوز. كفـــاءة هذا النوع من المرشحات تقدر بـــ(94%) مقدرة بطـــريقة الـــوزن 52%، مقدرة بطريقة عدم تلون البقع بالغبار، هذا وتقدر مقاومة الضغط الأولية بـــ $\Delta P = 25$Pa.
- **مرشـــحات مـــتجددة فـــى شكل رول Roll Filters** هذا النوع من المرشحات يعرف باسم المرشـــح الـــرول وهو عبارة عن نسيج ملفوف على بكر مجوف ويوضع عموديا فى اتجاه الســـريان Fig14.11. هـــذا النســـيج يتم تحريكه بواسطة موتور يتحكم فى دورانه حساس.

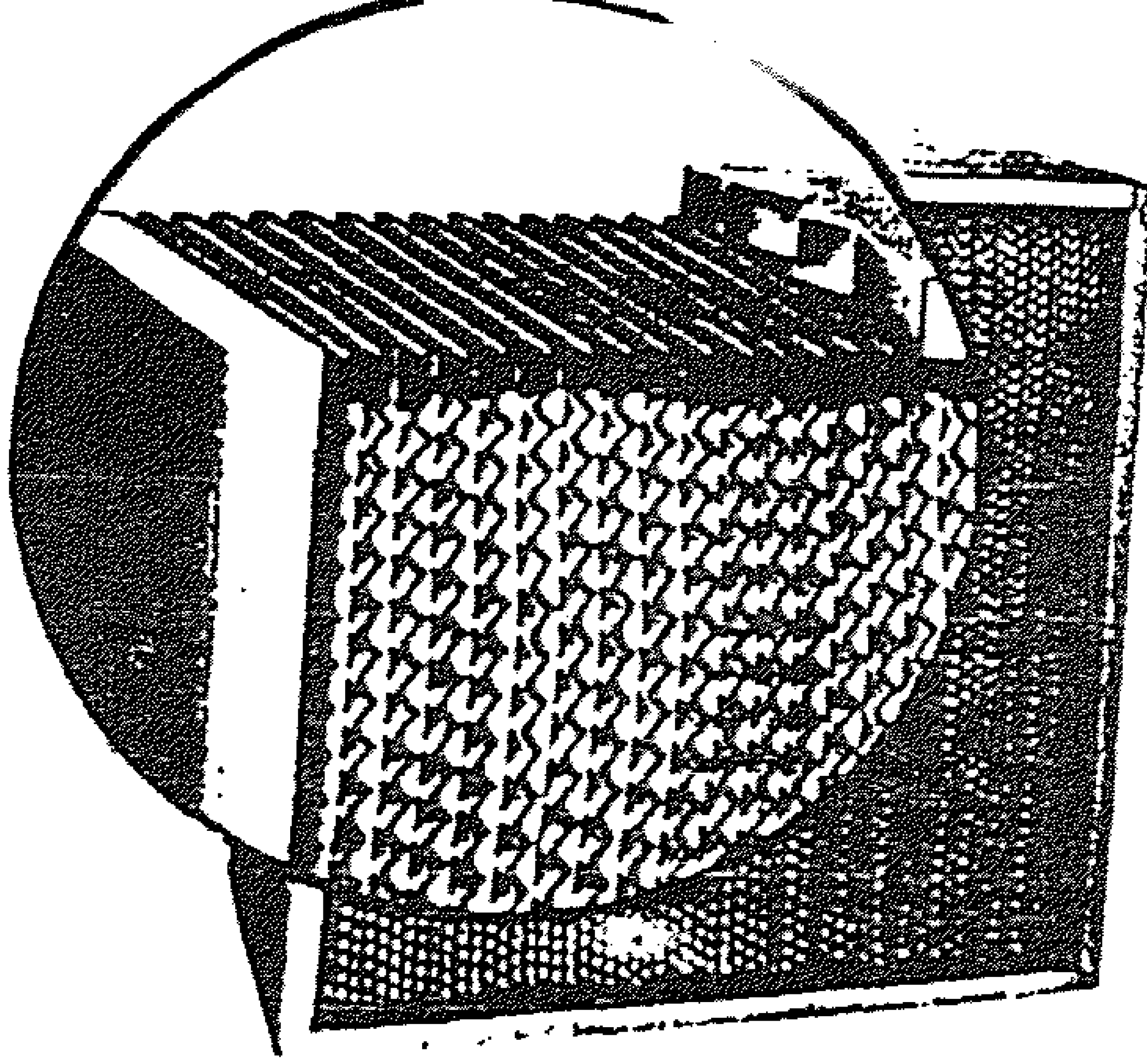


Figure 14.8 Absolute or (HEPA) filter

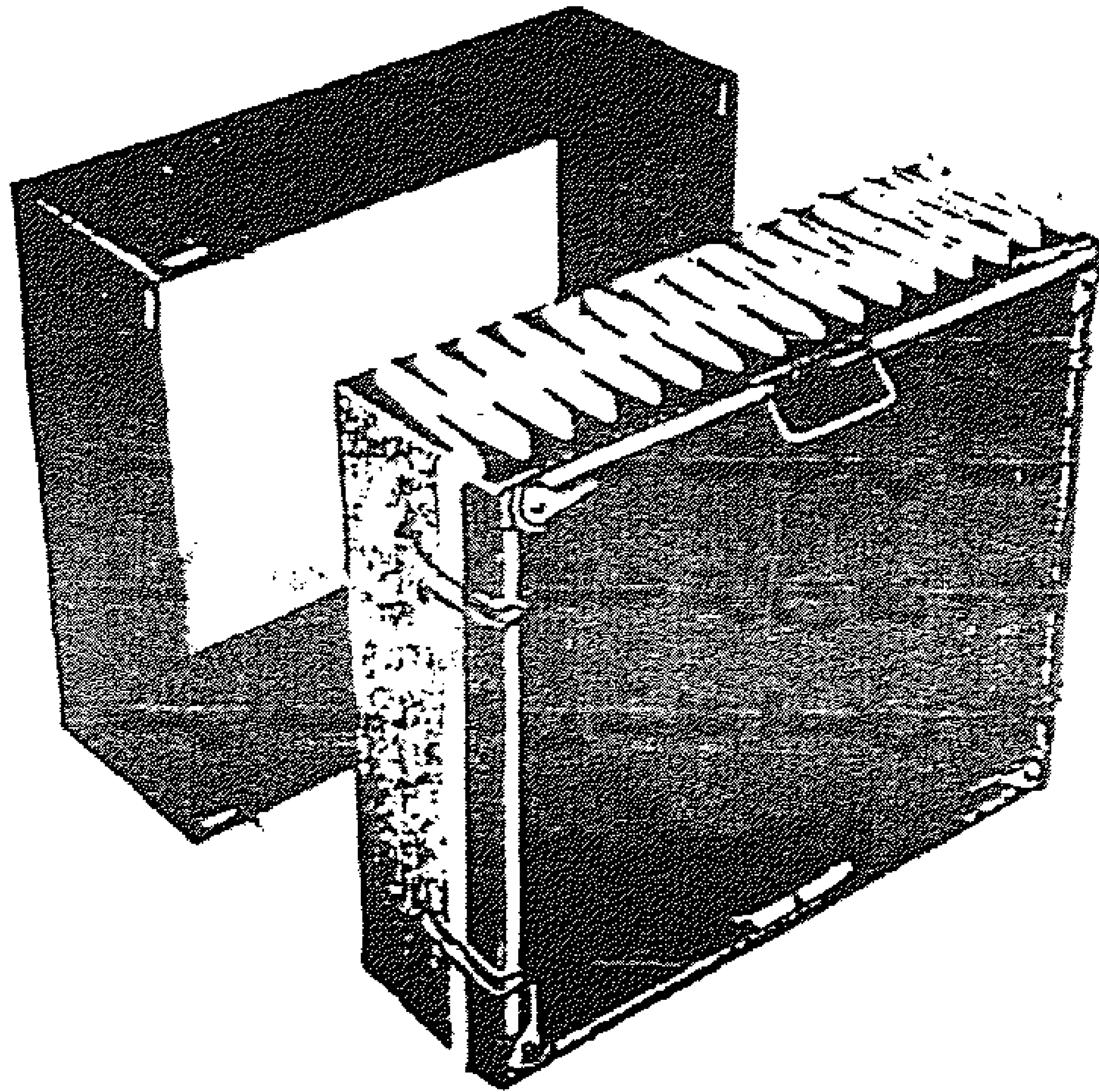


Figure 14.9 Pleated renewable filter

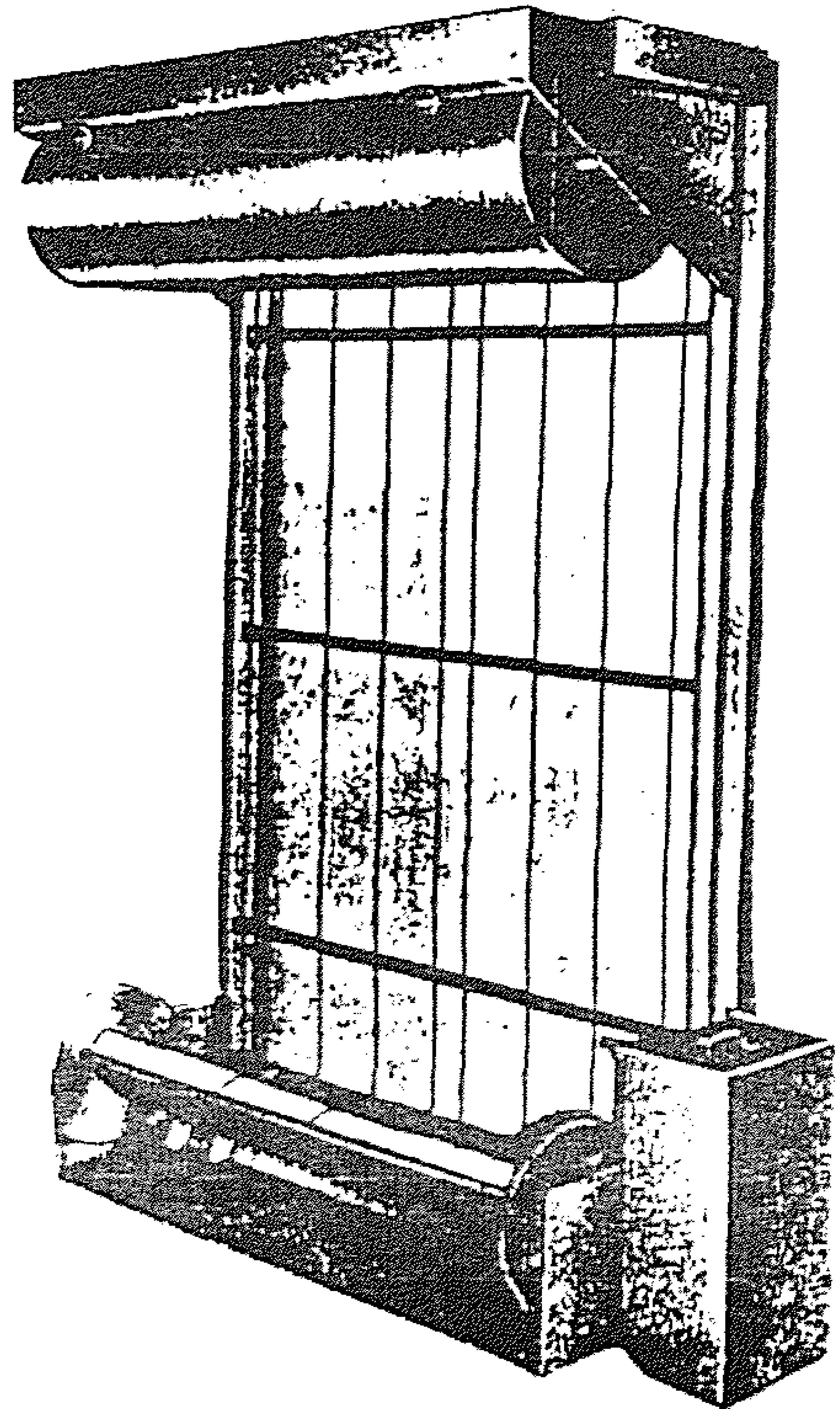


Figure 14.11 Roll renewable filter

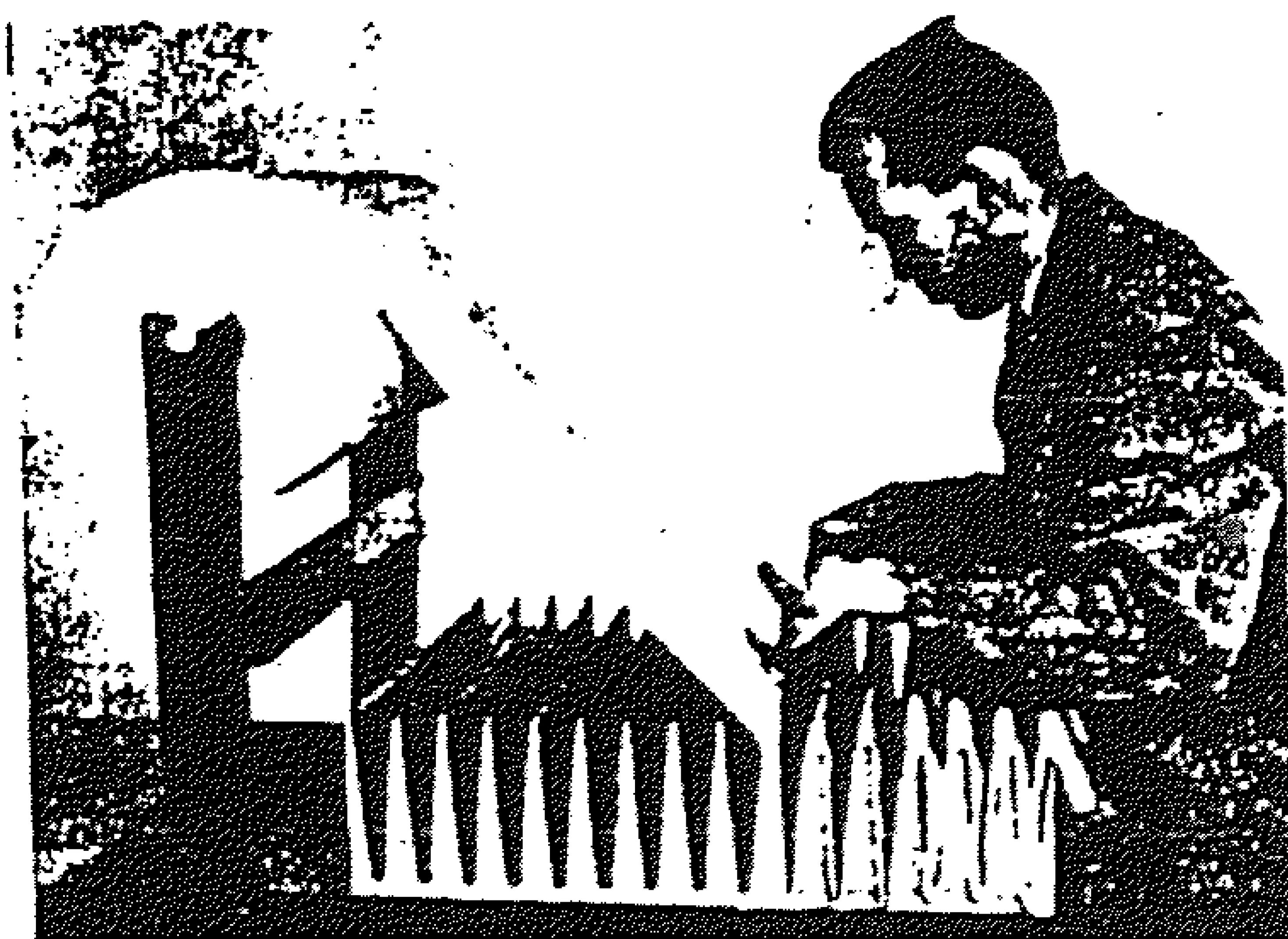


Figure 14.10 Manual replacement of filter media in pleated renewable filter

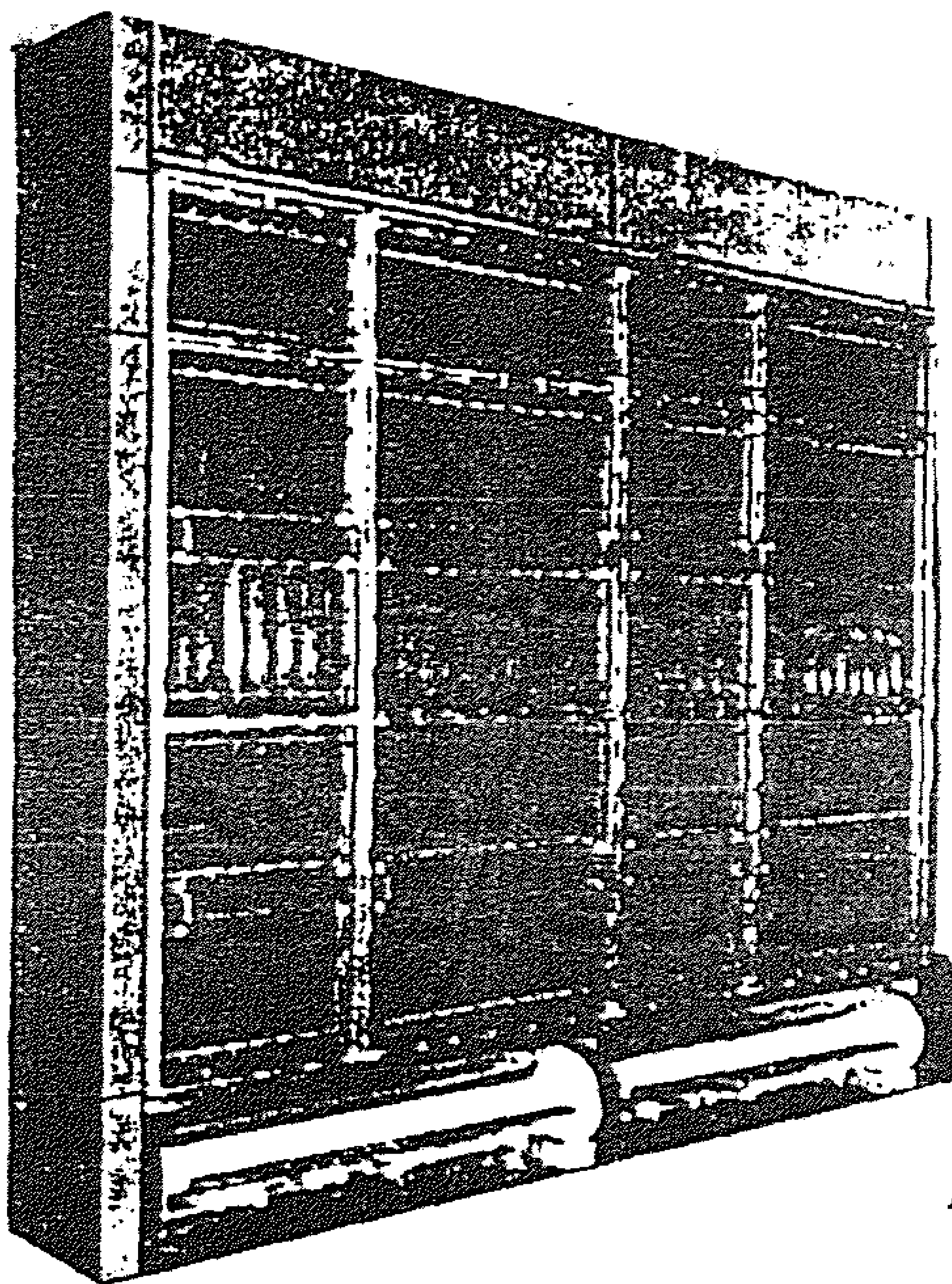
هـذا الحســاس يتأثر بزيادة الضغط نتيجة اتساخه بمرور الهواء. عند زيادة الضغط يعطى إشــارة للموتــور فتتحرك ستارة المرشح حتى تتقابل مساحة نظيفة مع اتجاه السريان يشعر معهــا الحســاس بانخفــاض الضغط فيتوقف المحرك. نسيج ستارة المرشح مصنع أما من القمــاش أو مــن شبك معدنى. كفاءة هذا المرشح 80% بطريقة الوزن، 20% بطريقة عدم تلــون الــبقع بالغــبار. مقاومــة الضــغط الأولية تصل إلى ΔP= 25Pa من الملاحظ أن المرشــحات المــتجددة Renewable Filter غالية الثمن ولكن فى المقابل تكاليف الصيانة لها منخفضة.

ثالثا : المرشحات الألكترونية Electronic Filters

فــى هــذه المرشــحات Fig 14.12 لا يســتخدم نسيج لاصطياد التراب وإنما تقوم فكرة عمل هذه المرشــحات على أعطاء ذرات التراب شحنة ذات جهد عالى بواسطة مركم كهربى. هذه الجسيمات تمــر علــى مجموعة من الألواح المتوازية عليها شحنة مخالفة للأولى والذى من نتيجته أن تتجذب ذرات الغــبار علــى هــذه الألواح Fig14.13 هذه الألواح قد تغطى بطبقة لزجة للأحتفاظ بالغبار علــيها تمهــيدا لتنظيفها بعد فترة من الزمن. يمكن تنظيف هذا المرشح آليا أو يدويا بواسطة محلول ساخن مزيل للأوساخ Hot detergent solution بعدها تغطى الألواح بالطبقة اللزجة.

كفــاءة هــذا المرشــح تتراوح بين % (85-95) بطريقة عدم تلون البقع وأن مقاومة الضغط الأولية ΔP = 50Pa. مــن الملاحــظ أن هــذه المقاومــة لا تتغــير مع الزمن وذلك للتخلص من الأتربة بانــتظام. فــى بعــض الحــالات يمكــن اســتخدام فلــتر متقدم Pre-filter مع الفلتر الألكترونى Fig14.12 . حيــث يــتم اســتخدام مرشــح ذو كفــاءة منخفضة كالمبين فى Fig14.14 مع الفلتر الألكــترونى بحيــث يعمــل الأول كمختزل Agglomerator للجسيمات الكبيرة بينما يعمل المرشح الألكــترونى لاصــطياد الجســيمات الصــغيرة. بهذه الطريقة تتحسن كفاءة المرشح ويطول عمره الافتراضى.

رابعــا : مرشــحات الكــربون النشط Activated Carbon Filters مرشحات الكربون النشط تمــتص الغــازات والروائح الكريهة من المكان المراد تكييفه وكذلك من هواء الراجع. هذه الغازات والروائح ليست فقط تؤثر على صحة الإنسان ولكن أيضا تلوث البيئة.



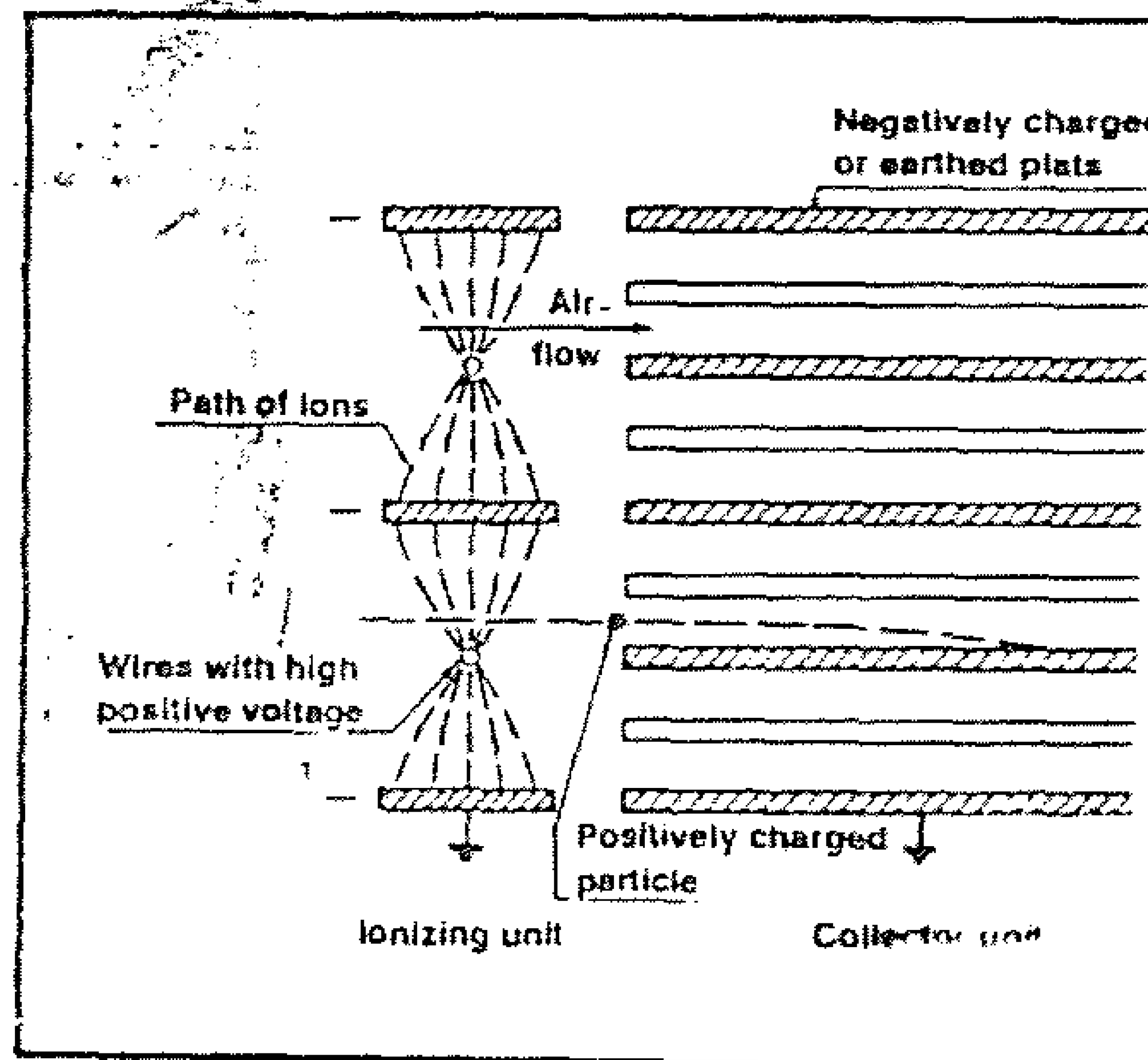


Figure 14.13 Working principle electron

Figure 14.12 Electronic air filter

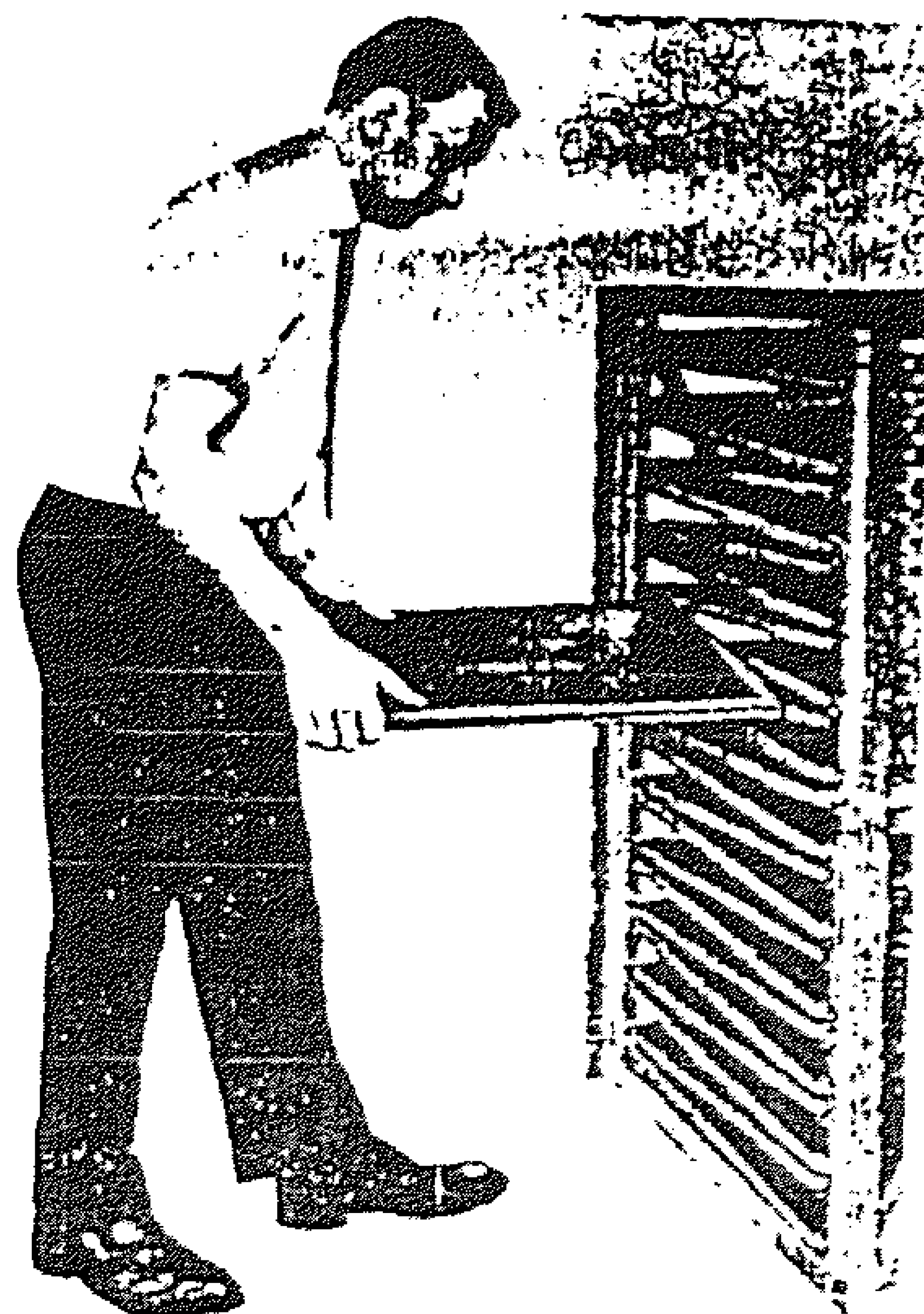


Figure 14.15 Activated carbon

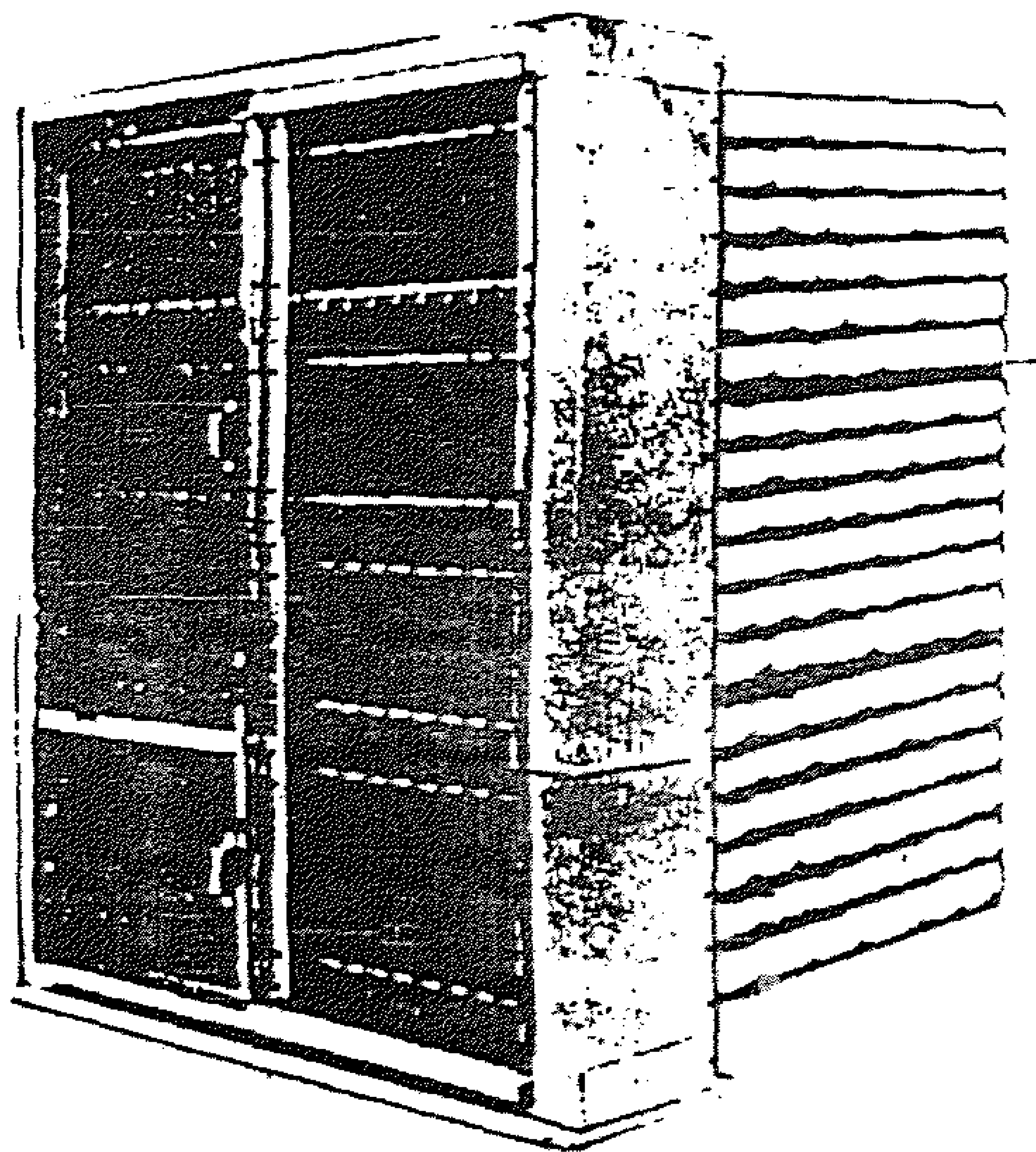


Figure 14.14 Electronic filter with agglomerator.

ويـــتكون المرشـــح من إطار مصنع من لوح من الصاج المجلفن حيث يوضع داخله رف على شكل حـــرف (V) Fig14.15 يحـــوى مـــا يشبه الحصيرة مملؤة بالكربون النشط Activated carbon. عـــند توقـــف نشـــاط الكربون تسحب هذه الحصيرة وتوضع حصيرة آخرى بها كربون نشط جديد، هذه الحصيرة مصنعة من ألياف صناعية بشكل جيد بحيث لا تسمح لحبيبات الكربون من النفاذ للخارج مع تيار الهواء. بعض أشكال المرشحات الأخرى مبين فى Fig 14.16

14.5 Filter Selection   14.5 اختيار المرشح

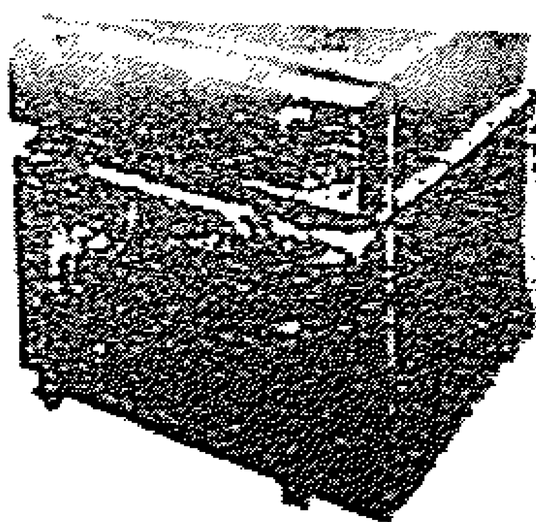
يعـــتمد اختـــيار المرشـــح المناســـب علـــى درجـــة تلوث الهواء الذى يجب تنظيفه ودرجة النقاوة المطلوبة. ويعتمد كذلك على كل من التكلفة الابتدائية وتكلفة التشغيل.

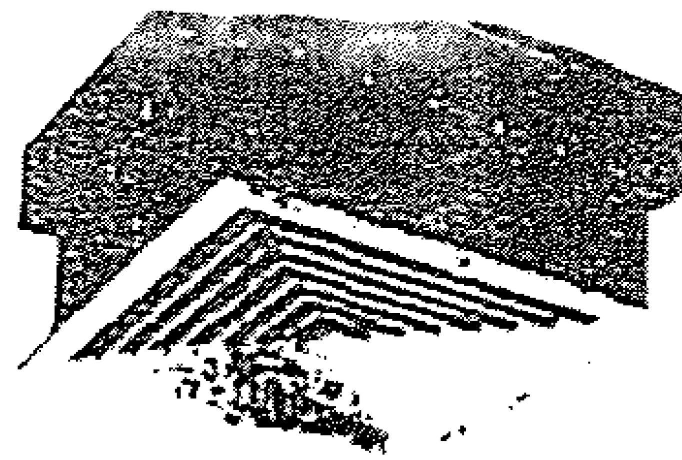
- بالنســـبة للتطبـــيقات الـــتى لا تتطلـــب درجـــة عالية من النقاوة وبتكلفة أقل ما يمكن فإن المرشحات اللزجة الرخيصة تكون مرشحة بقوة لذلك الغرض.
- أماكـــن الإعاشـــة الـــتى تتطلـــب درجة أكبر من نقاوة الهواء وحيث حجم الأتربة قد يكون كبيرا فإن المرشحات الجافة قد تكون انسب الأنواع.
- الفلـــتر الألكـــترونى يمكن استخدامه بنجاح فى الأماكن ذات الهواء الذى يحتوى على نسبة كبـــيرة مـــن الأدخـــنة – كما يمكن استخدامه مع فلتر متقدم Pre-filter لزيادة الفعالية. فى المبانى التجارية والإدارية الكبيرة.
- للـــتخلص مـــن الغـــازات والروائح النفاذة يفضل استخدام فلتر الكربون النشط. هذه الأنواع تســـتخدم فـــى المطاعم الكبرى. وبالنسبة للاعتبارات الاقتصادية فقد قامت إحدى الشركات الامريكية بدراسة مقارنة اقتصادية للمرشحات المختلفة نوردها فى Table 14.1

Table 14.1 Filter Cost Comparison

Filter Type	Efficiency		Months between service periods	Hours of service per YR	First Cost Dollars	Yearly Costs				Cost per 1% Dust Spot Eff. Cents/ Year 1000 CFM
	Weight	Dust Spot				Replacement		Amortization	Total	
Low Efficiency Throwaway	75%	20%	2	15	285.00	282.50	101.25	29.36	383.10	64
Washable	73%	18%	3	26 2/3	518.50	7.25	18.00	53.40	240.65	44
Renewal Roll Type	82%	25%	12	1	967.00	106.00	6.75	99.60	212.35	28
Electronic	*	90%	½	26	4825.00	370.50	175.50	496.97	1042.97	38
High Efficiency Throwaway	*	83%	13	2 ½	754.50	563.50	16.85	77.71	658.06	26
Electronic Plus High Efficiency	*	97%	6	3 ½	3755.00	279.00	23.60	386.76	689.36	24

FKS, FKVS



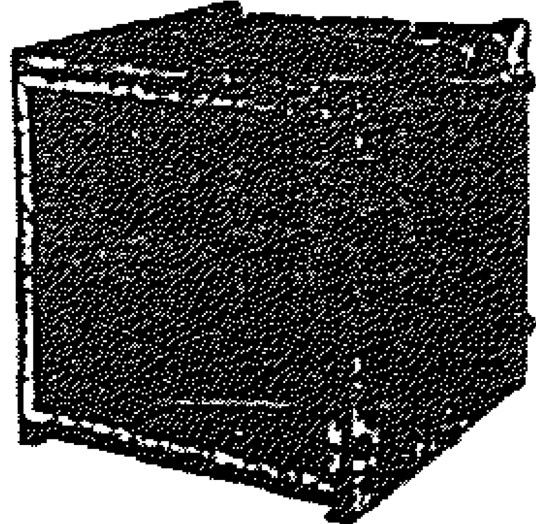


FKOP, FWOP

FKS is a filter housing used for ABSOLUTE. In FKVS there is also room for a pre-filter.

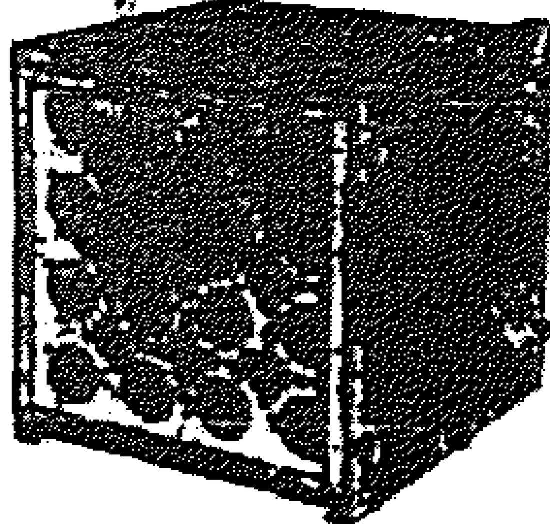
FKOP is a housing made for ABSOLUTE or MICRETAIN with diffusor. FWOP is made for mounting in walls.

FC-A



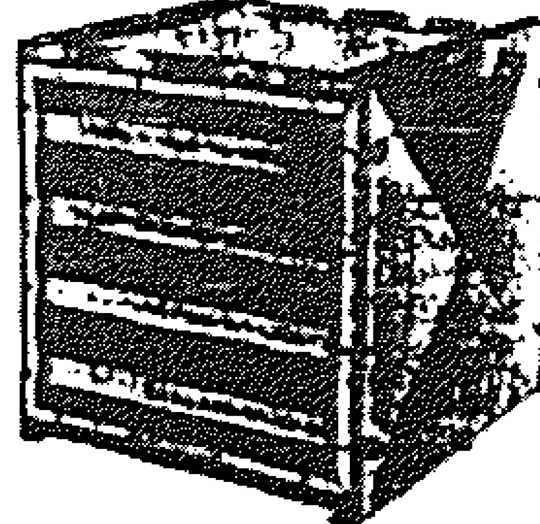
is a filter housing used for AIROPAC, MICRETAIN or ABSOLUTE. It is made of galvanized sheet metal.

FC-CC



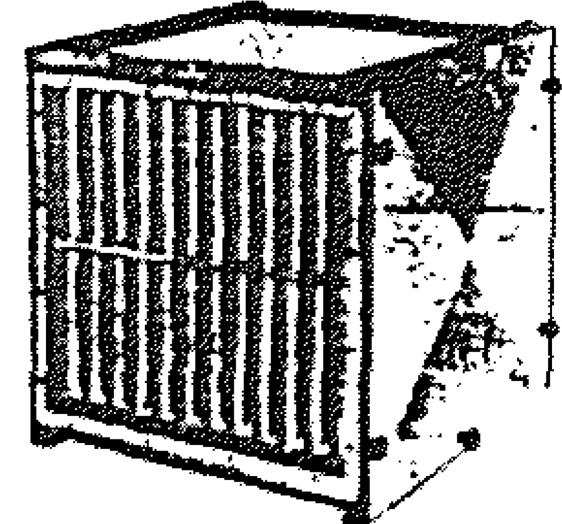
is a filter housing used for CAMCARB. It is made of galvanized sheet metal.

FC-CCX



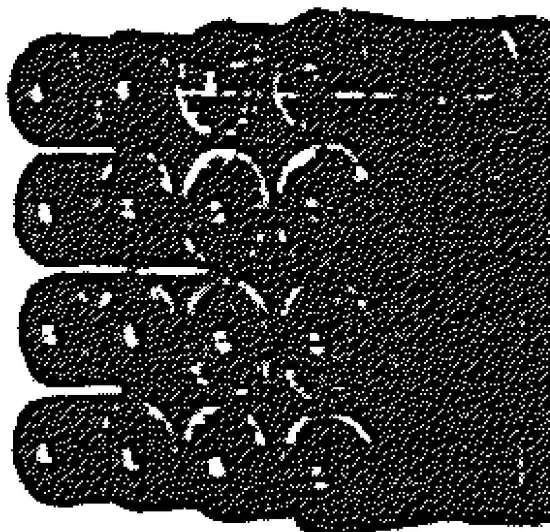
is a filter housing used for CAMCARBEX. It is made of galvanized sheet metal.

FC-HF



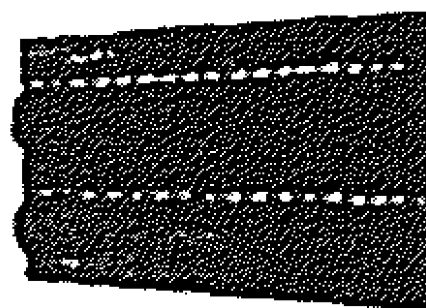
is a filter housing used for H filters, 3P-, 3R-, 3M-, 3O-, HF-6 HF-36. It is made of galvanized metal.

CAMCARB



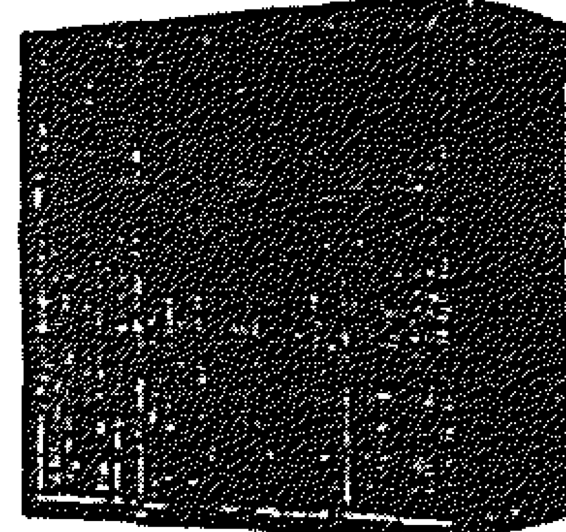
is an activated carbon filter consisting of a filter frame of galvanized sheet metal and replacement cylinders filled with activated carbon. No. of sizes 6.

CAMCARBEX



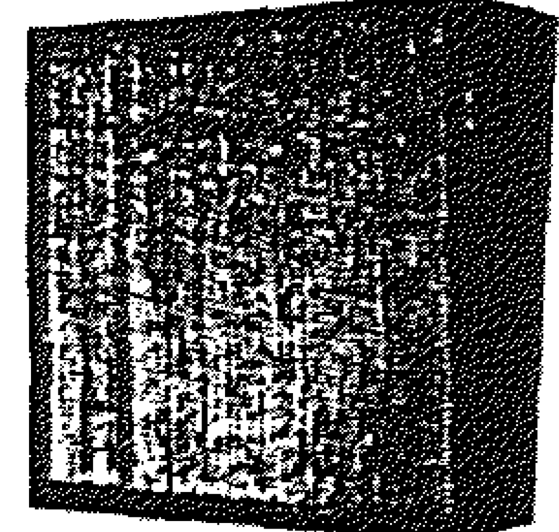
is an activated carbon filter consisting of a filter frame of galvanized sheet metal, V-shaped wire racks and replacement mats filled with activated carbon.

TRIPLE FILTER



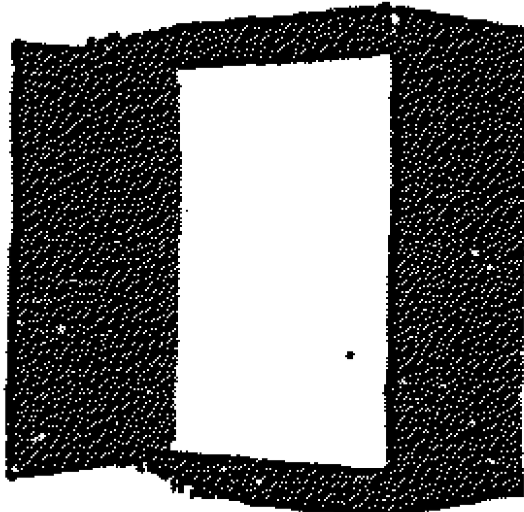
7C1-250 is constructed for the removal of elementary iodine in nuclear power stations. The filter consists of 1) pre-filter part of MICRETAIN medium, 2) adsorption part of activated carbon, 3) final-filter part of ABSOLUTE medium.

COMBINATION FILTI



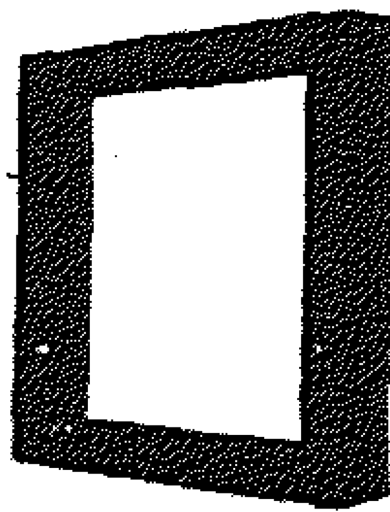
for removal of elemantary i nuclear power stations. It con filters: 1) 7C-450, pre-filter of TAIN medium and activated 2) C1-450, final-filter with carbon and ABSOLUTE mediu

4N-FRAME



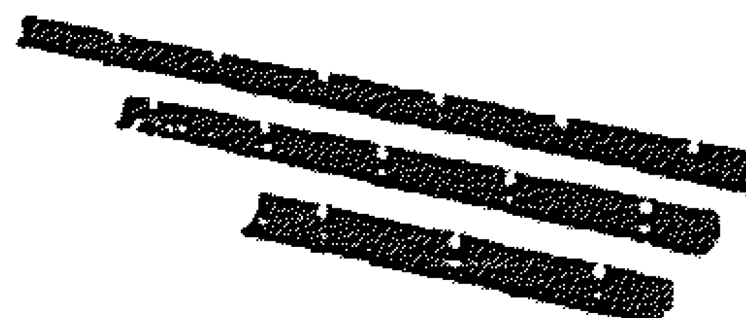
is a permanent holding frame for ABSOLUTE or MICRETAIN.

FRAME



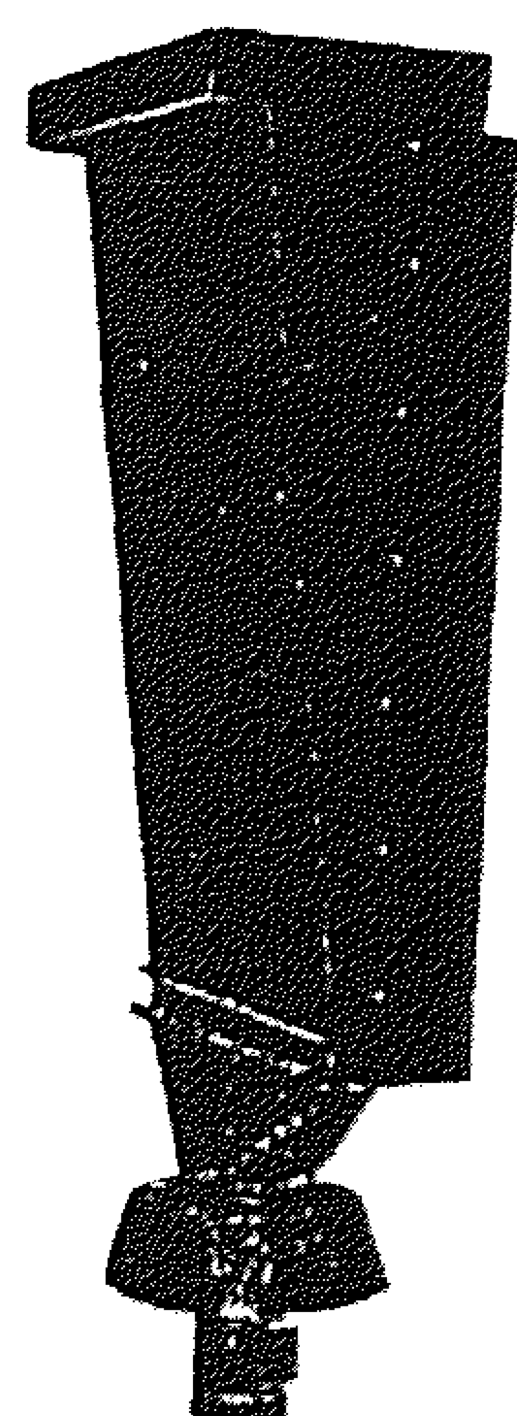
RZA is a permanent mounting frame to be built in into stone walls. It is made for AIROSOLVE, HI-FLO and SANDTRAP. No. of sizes, 6.

MOUNTING LIST



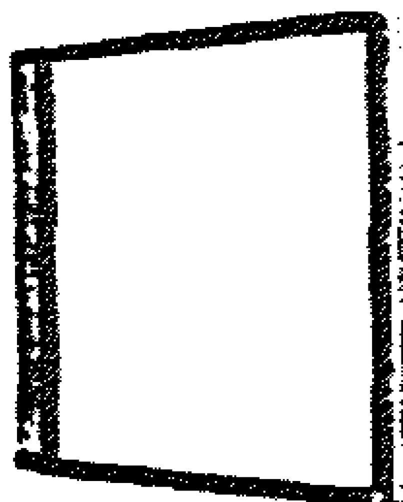
MZA is a mounting list, made for the holding frames of AIROSOLVE and HI-FLO by mounting at the RZA frame. No. of sizes, 3.

SANDTRAP



is an inertial separator, t at the air inlet of air systems in areas wi concentrations. No. of si

FRAME



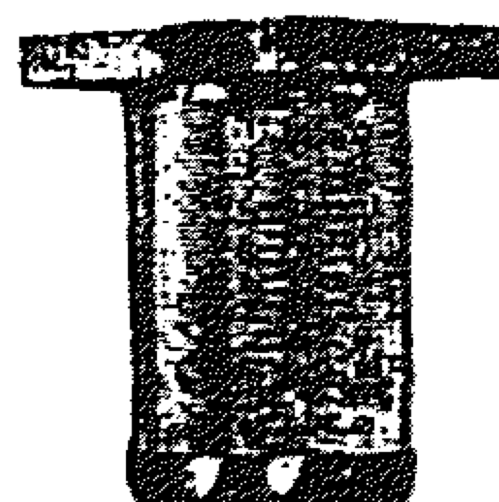
4 SPXM, 4 TOYN and 4 URZO are holding frames made for HI-FLO and AIROPAC.

FRAME



4J-2000, 4J/2-2000 and 4H-1000 are holding frames made for AIROSOLVE.

CAMHOOD



is a grease filter, produced in stainless steel, consisting of mounting plate, replacement filter cell and drainbowl.

Figure 14.16 Example of various filter casings.

15 التحكم فى الضوضاء فى تكييف الهواء

CONTROL OF NOISE IN HVAC

مقدمــة

General

مــن شــروط توفير ظروف الراحة هى الإمداد بهواء نظيف ذى ظروف حرارية معينة وكمية تفى بالغرض وبدون إزعاج.

وحيــث أن الأزعاج قد تم تصنيفه أخيرا كمصدر من مصادر التلوث البيئى فإنه يؤثر على الأجهزة العصــبية للإنســان ممــا يقلــل من إنتاجيته ويعرضه للأمراض، لذلك فإن فهم ودراسة الضوضاء ومصــادرها وطــرق التحكم فيها لمهندس تكييف الهواء تحتل أهمية خاصة حيث أن أنظمة تكييف الهواء يمكن اعتبارها مصدرا من مصادر الضوضاء فى المبنى.

ومــن الملاحــظ أيضا أن ارتباط أنظمة تكييف الهواء بالضوضاء ليست لكونها مصدر من مصادر الضوضـــاء ولكــن لأن ذلــك مرتبط بانتقال الضوضاء من خلال المكاتب، الحوائط من غرفة إلى أخــرى. لذلك من المهم البحث عن كيفية التحكم فى الضوضاء فى المبانى من خلال التصميم الجيد بوضـــع أجهــزة التكييف فى المكان المناسب وكذلك من خلال استعمال معدات تخفيض الضوضاء بحيث يشعر شاغلوا المكان بأقل قدر من الضوضاء.

15.1 خلفية بسيطة عن نظرية الصوت

15.1 Brief Background on Sound Theory

الموجــه الصــوتية Sonic wave تــتكون مــن نبضات سريعة لضغط الهواء. وحيث أن مصدر الصــوت Sound generator لــــه ســطح اهــتزاز والـــذى يقــوم بعملــية ضــغط وتمدد Compression and expansion لطــبقات الهــواء الملاصــقة والــتى تتحرك فى شكل موجات Waves خلال الهواء بسرعة تسمى سرعة الصوت حتى تصل إلى المستقبل وليكن إذن الإنسان.

إذا افترضـــنا طـــول الموجة الصوتية (λ ، m) وسرعة الصوت(C = 344,m/s at 22,C°) فإن التردد Frequency f الذى يقاس بالهيرتز Hz يمكن التعبير عنه بالمعادلة:

$$f = C / \lambda \qquad (15.1)$$

ممـــا هـــو جديـــر بالذكـــر أن طـــول الموجة الصوتية λ للمجال المسموع هى 0.5cm عند تردد مقداره 10kHz وتصل إلى عدة مترات عند الترددات المنخفضة.

15.1.1 الموجة الصوتية المستقرة *15.1.1 Standing wave of sound*

إذا تصـــورنا وضـــع عـــاكس للصوت فى أنبوبة كما هو مبين فى Fig15.1 بحيث تكون المسافة بيـــن عـــاكس الصوت Sound reflector ومصدر الصوت مساوية لطول الموجة يقال أن الموجة مستقرة سوف يكون توزيع الضغط عند أى مسافة x ، زمن t من المصدر إلى العاكس كالتالى

$$P(x,t) = P \cos k(x - ct) \qquad (15.2)$$

حيث P هى أعلى قيمة للضغط

K ثابت يساوى $2\pi / \lambda$

وضغط الصوت المنعكس من العاكس إلى المصدر هو

$$P(x,t) = P \cos k(x + ct) \qquad (15.3)$$

يمكـــن تقديـــر ضغط المجـــال الصوتى Acoustic field pressure بجمـــع المعادلتين (15.2) ، (15.3) كما يلى :

$$P(x,t) = P\cos k(x - ct) + P\cos k(x + ct) \qquad (15.4)$$

$$= P\cos kx . \cos 2\pi ft \qquad (15.5)$$

المعادلة (15.5) تمثل معادلة ضغط الموجة المستقرة. بدارسة المعادلة (15.5) يتبين الآتى :

عند (x = 0) من المصدر نجد أن:

$$P(0,t) = 2P\cos 2\pi ft$$

ويتغير الضغط من 2P- إلى 2P مع الزمن . هذا أيضا يحدث عند :

$x = \lambda/2$, λ , $3\lambda/2$ وهكذا

عند $x = \lambda/4$ من المصدر فإن الضغط يساوى:

$$P(\lambda/4, t) = 2P\cos(k, \lambda/4) \cos 2\pi ft$$

$$= 2P \cos \frac{\pi}{2} . \cos \pi f t \qquad (15.7)$$

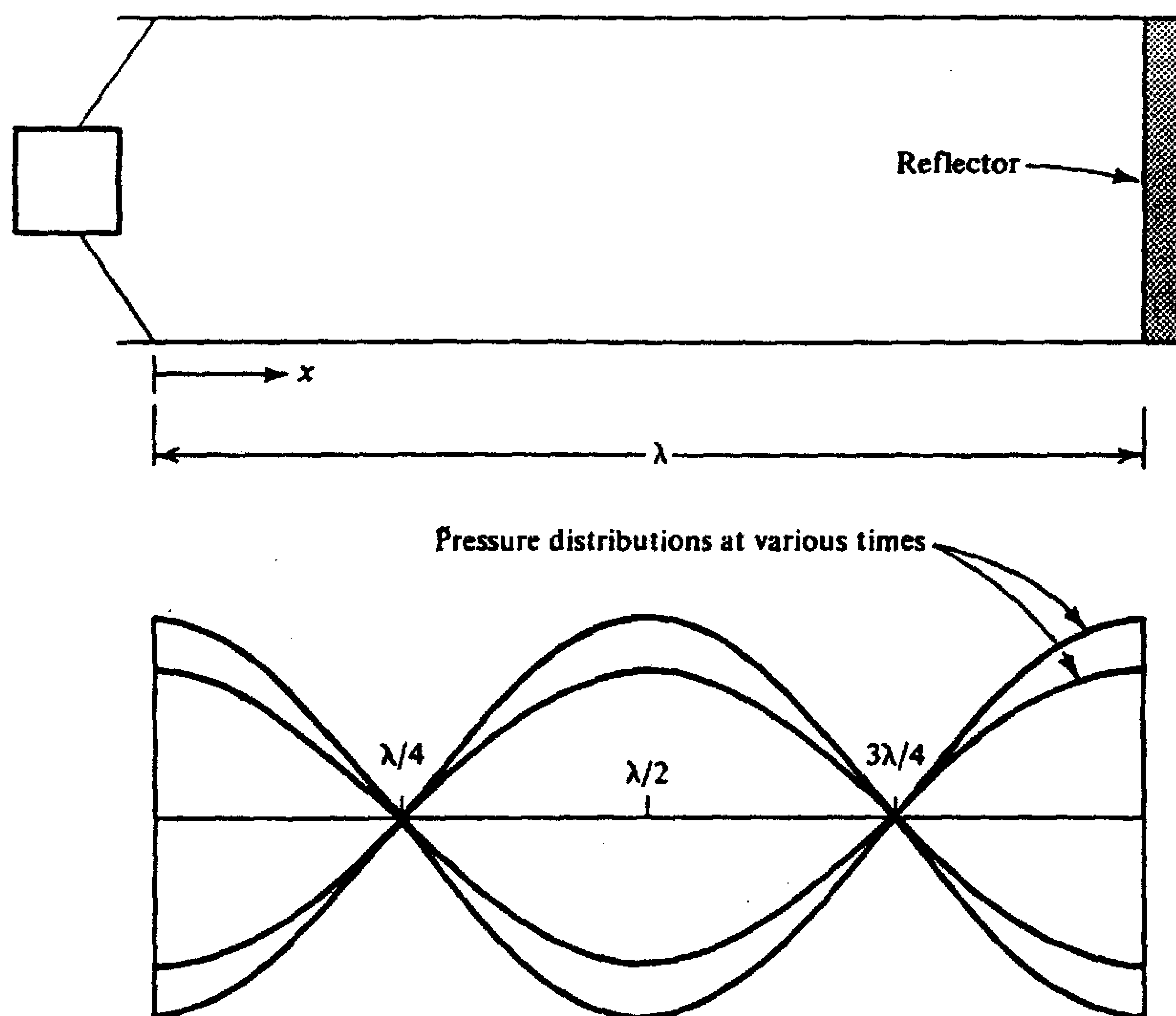


Figure 15.1 Standing waves

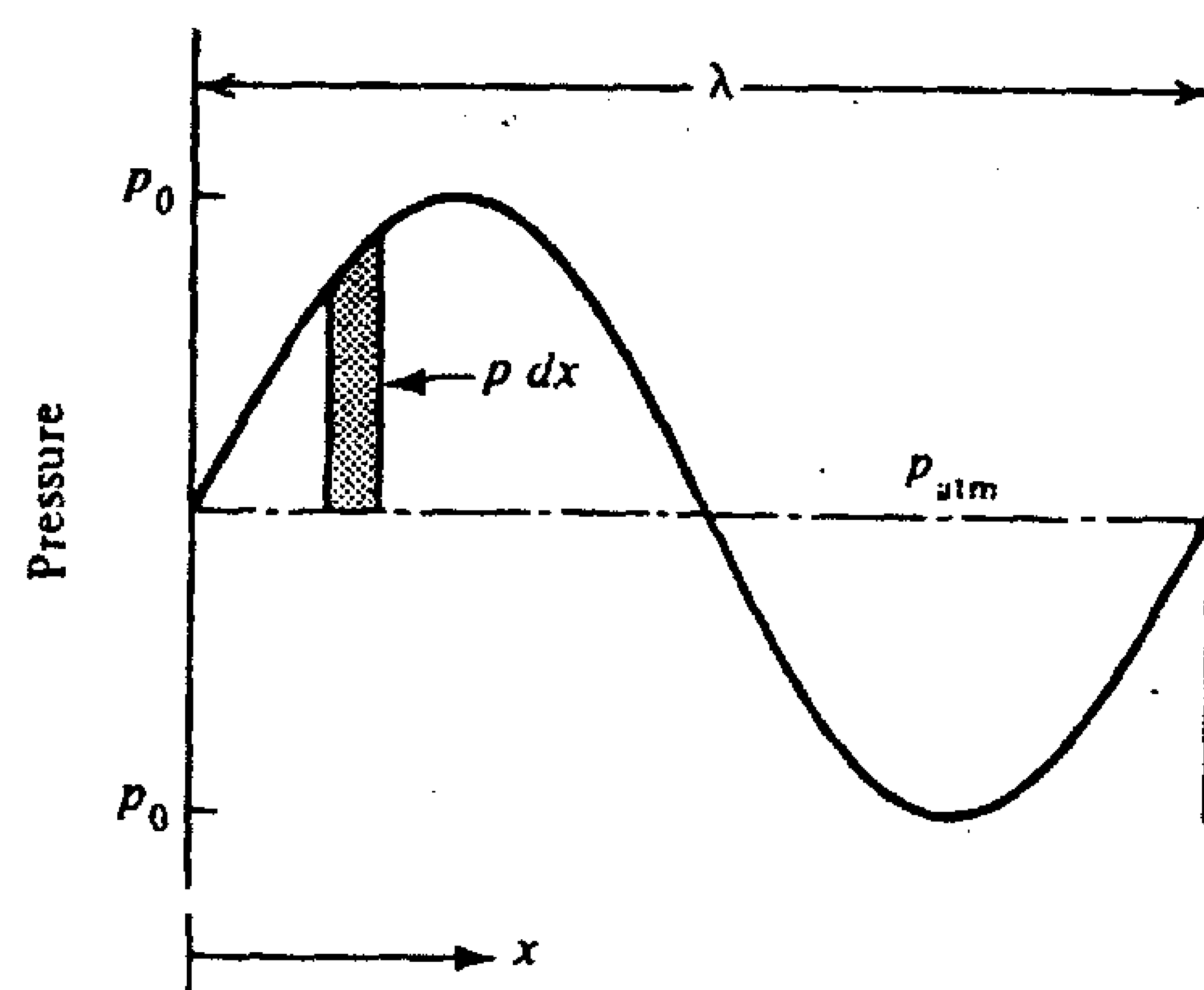


Figure 15.2 Energy in wave

قيمة هذا الضغط تساوى دائما صفرا بصرف النظر عن الزمن (t)

الموجـــة المســـتقر Standing waves يمكـــن أن تحـــدث فى الغرفة وبالأخص عند وجود سطح عـــاكس مـــرتفع عـــندما يكـــون هناك طنين Tone واضح كما يمكن التعرف على الموجة الصوتية بـــالأذن وذلـــك بملاحظـــة التغـــير فى كثافة الصوت Sound Intensity وذلك بالتحرك من مكان لآخـــر. الموجـــة الصوتية المستقرة تحدث أيضا عند وجود سطح عاكس للصوت يبعد عن مصدره بطول موجة صوتية أو مضاعفاتها.

15.1.2 Energy of Sound Wave طاقة الموجة الصوتية *15.1.2*

الموجـــة الصـــوتية المبينـــة فـــى Fig15.2 تمتلك طاقة E مستمدة من مصدرين الأول نتيجة تبديد الضـــغط مـــن ضغط الأتزان إلى الضغط الجوى وتساوى PdV∫على طول الموجة. والثانى نتيجة حـــركة جزيـــئات الهواء بسرعة u, m/s وهى تساوى ρ dV ($u^2/2$). مجموع الطاقتين يعطى طاقة الموجة E .

$$E = \int_o^\lambda P.\rho dAx + \int_o^\lambda \frac{u^2}{2}\rho Adx \qquad (15.8)$$

نتيجة التكامل تعطى

$$= \frac{AP_o^2}{2c\rho f} \qquad (15.9)$$

من ذلك نجد أن الطاقة تتناسب طرديا مع مربع قيمة الضغط

15.2 Sound Intensity شدة الصوت *15.2*

شـــدة الصـــوت I هـــى عبارة عن قدرة الصوت لوحدة مساحة الجبهة الموجية Wave front . إذا كانت فى شكل كرة نصف قطرها (r) فإن كثافة الصوت I:

$$I = E/4\pi r^2 \quad , W/m^2 \qquad (15.10)$$

وإذا أخذنا فى الاعتبار معادلة (15.9) فإن I يمكن وضعها كدالة من الضغط أى أن:

$$I = E/A.\rho = \frac{(AP_o^2/2\rho cf)f}{A} = \frac{P_o^2}{2\rho c} \quad , W/m^2 \qquad (15.11)$$

أهمـــية المعادلـــة (15.11) تتمـــثل فى أن مصدر الصوت يقاس بالقدرة التى يولدها. هذه القدرة لا يمكـــن قياســـها مباشرة ولكن مصدر الصوت يتسبب فى حدوث ضغط الموجات الصوتية فى الهواء المحـــيط والـــذى يمكن قياسه. أما المعادلة (15.10) فإنها تربط بين شدة الصوت وقدرته. حيث أن الموجـــه الصـــوتية تتـــبع قانون SIN فإن متوسط الجذر التربيعى للضغط Root- mean square اختصارا r.m.s P_{rms} يساوى($Po/\sqrt{2}$) فإن المعادلة (15.11) تصبح

$$I = \frac{P_{rms}}{\rho c} \qquad (15.12)$$

ρc عـــبارة عـــن مقاومـــة الوســـط للهـــواء عـــند درجـــة حـــرارة $t = 22C°$ وضـــغط مقداره 101.325,kPa فإن $\rho C = 406\ Ns/m^2$

Example 15.1

The peak sound pressure in a spherical wave measured 2m from the source, is 2Pa. Determine the root mean square pressure, sound intensity and sound power.

$P = 2,Pa \quad , \quad \rho\ C = 406,\ Ns/m^2. \quad , \quad r = 2m$

$P_{(rms)} = P_O / \sqrt{2} = 2/\sqrt{2} = 1.44 \quad , \quad Pa.$

$$I = \frac{P_{(rms)}}{\rho c} = \frac{1.414}{406} = 3483.10^{-3}\ ,\ W/m^2$$

$E = A.\ I = 4\ \pi r^2.\ I$

$= 4 \times 3.14x\ 4 \times 3.483.10^{-3} = 0.175\ W$

15.3 Sound Power Level — *15.3* مستوى قدرة الصوت

يمكـــن التعبـــير عن القدرة المنبعثة من مصدر صوتى ما بالوات كما يمكن التعبير عن مستوى قدرة الصوت PWL بالديسيبل dB.

$$PWL = 10 \log \frac{E}{Eo}\ ,\ dB \qquad (15.13)$$

حيــث أن وحــدة المقــدار (log E/Eo) هى البل Bel وبضربها فى معامل مقداره 10 تتحول إلى الديسيبل dB وكذلك تستخدم هذه الوحدة فى التعبير عن مستوى قدرة الضغط

E القدرة المنبعثة من مصدر الصوت (W).

Eo القدرة القياسية (المرجعية) Reference وهى تساوى 10^{-12} W

Example 15.2

Calculate the sound power level of :

a) a whisper that emits a power of 1nW.

b) a rocket engine that emits 10 MW.

a : $PWL = 10 . \log \frac{10^{-9}}{10^{-12}} = 30,dB.$

b: $PWL = 10 \log \frac{10^{7}}{10^{-12}} = 190 ,dB.$

15.4 مستويات شدة وضغط الصوت

15.4 Intensity and Pressure Levels Sound

مستوى شدة الصوت IL يعين بالمعادلة

$$IL = 10 \log \frac{I}{Io}, dB \qquad (15.14)$$

حيث Io شدة الصوت القياسية (المرجعية) Reference وهى تساوى $10^{-12,}$ W/m^2

مستوى ضغط الصوت SPL يعين بالمعادلة

$$SPL = 20\log \frac{P^2}{Po^2} \quad , \quad dB \qquad (15.15)$$

حيث Po الضغط القياسى (المرجعى) Reference ويساوى 2.10^{-5} Pa

Example 15.3

Determine the sound pressure at a distance of (a) 2m (b) 4m from the source mentioned in example 15.1.

عند r =2m $p = 2$ Pa & $P_{(rms)} = 1,414$

وحيث أن $P_O = 2 .10^{-5}$ Pa

وبتطبيق المعادلة (15.15)

$$SPL = 20 \log \frac{P^2}{Po^2}$$

$$SPL = 20 \log \frac{(1.414)^2}{(2.10^{-5})^2} = 197 ,dB$$

عند r = 4m

$$P(rms) = 1,414 \times 4 = 0.7071, Pa$$

$$SPL = 20 \log \frac{P^2}{P_O^2}$$

$$= 20 \log \frac{(0.7071)^2}{(2.10^{-5})^2} = 181,\ dB$$

مـــن هـــذا المثال يتضح أن مضاعفة المسافة من مصدر الصوت تؤدى إلى تخفيض مستوى ضغط الصوت.

15.5 Combination of Sound Sources 15.5 تآلف مصادر الصوت

فـــى أغلـــب الأحـــيان تتولد الضوضاء من أكثر من مصدر للصوت يعملون فى نفس الوقت. تظهر الحاجـــة لمعـــرفة محصـــلة تأثير هذه المصادر على المستقبل (السامع) إذا تصورنا وجود مصدرين للصوت وإذا افترضنا أن:

شدة الصوت ومستوى ضغط الصوت للمصدر الأول هى I_1 ، SPL_1

شدة الصوت ومستوى ضغط الصوت للمصدر الثانى. I_2 ، SPL_2

فإن شدة الصوت الكلية

$$I_{total} = I_1 + I_2 \qquad (15.16)$$

مستوى ضغط الصوت الكلى

$$SPL_{tot} = SPL_1 + \Delta SPL \qquad (15.17)$$

حيــث ΔSPL هــى عبارة عن قيمة مضافة يمكن الحصول عليها بــدلالة $(SPL_1 - SPL_2)$ من Fig 15.3.

15.6 Sound Spectrum — 15.6. الطيف الصوتي

أن معــرفة مســتوى ضغط الصوت SPL له أهمية خاصة فى تحليل توزيع تردد الصوت. مثال قد يكــون مــن الضــرورى معــرفة فــى أى مجــال ترددى تحدث أكبر شدة لصوت هل فى التردد المــنخفض أو المتوســط أو العــالى، وعلى هذا فإن تحليل الضوضاء الصادرة من ماكينة ما ومدى نســبة مســاهمة هــذه الماكينة من ضغط متولد منها فى مستوى الضغط الصوتى الكلى SPL. إذا كــان هــناك ضوضــاء غــير مرغوبة نتيجة سريان الهواء فى المسالك فإن هذه الضوضاء يمكن تخفيضها وذلك بوضع ماص للصوت له نفس تردد هذه الضوضاء.

مجــال ســمع أذن الإنســان يــتراوح مــن 20Hz حتى 10000Hz. هذا المجال ينقسم إلى ثمان نطاقات للتردد Octave band تنقسم إلى :

الأول	45 Hz : 90 Hz	ومركزه	63Hz
الثانى	90 : 180		125
الثالث	180 : 335		250
الرابع	335 : 710		500
الخامس	710 : 1400		1000
السادس	1400 - 2800		2000
السابع	2800 - 5600		4000
الثامن	5600 - 11200		8000

يقــوم محلــل نطاقات التردد القياسى Octave band analyzer بترشيح نطاقات التردد المطلوبة بحيث يكون مستوى الضغط لهذا النطاق يمكن تحديده بصورة منفصلة .

Example 15.3

Three sound sources provide equal SPL readings at a receiver when active individually. How much higher is the combined SPL when all three sources are active than when one individual source is active?

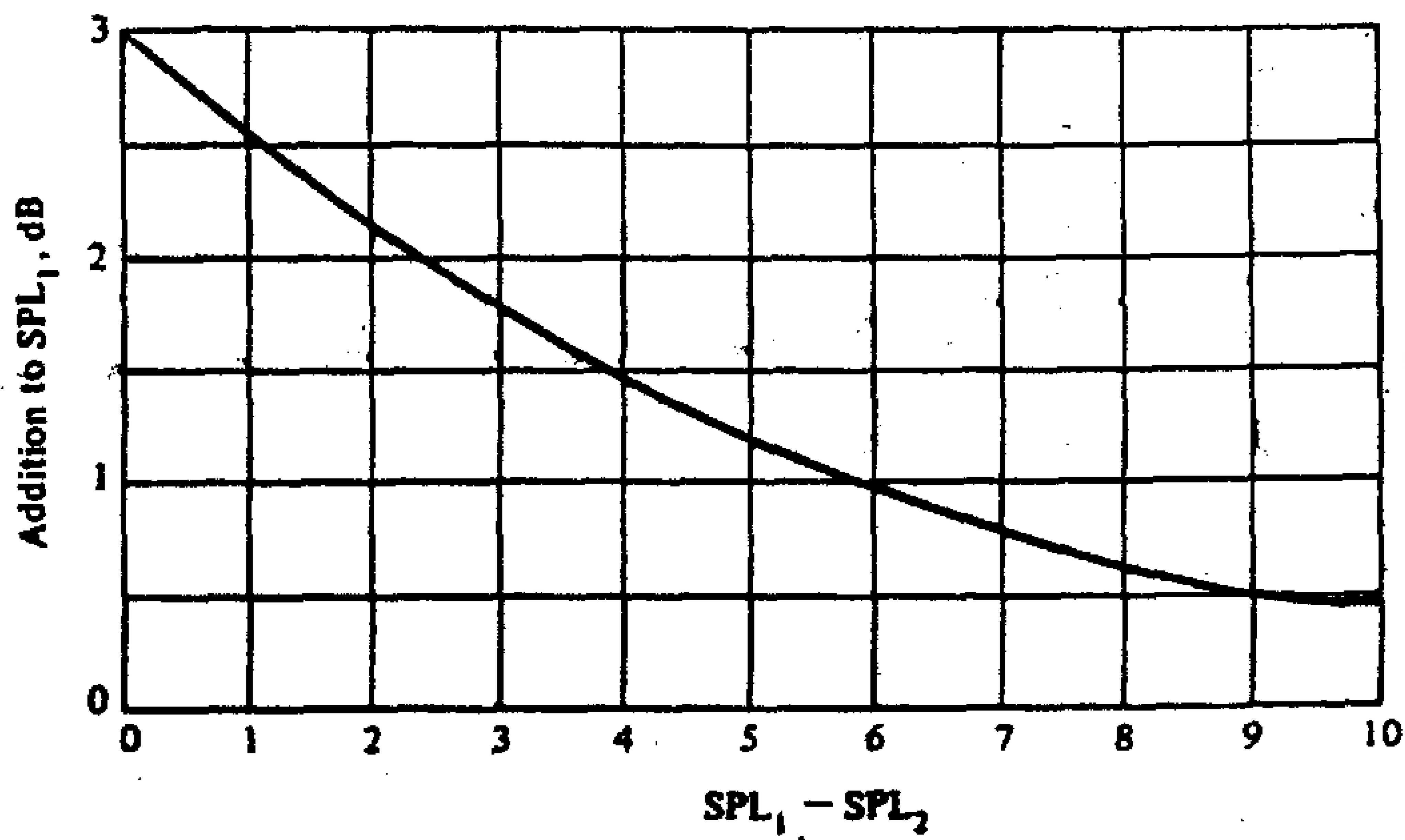


Figure 15.3 Total SPL for two sound sources

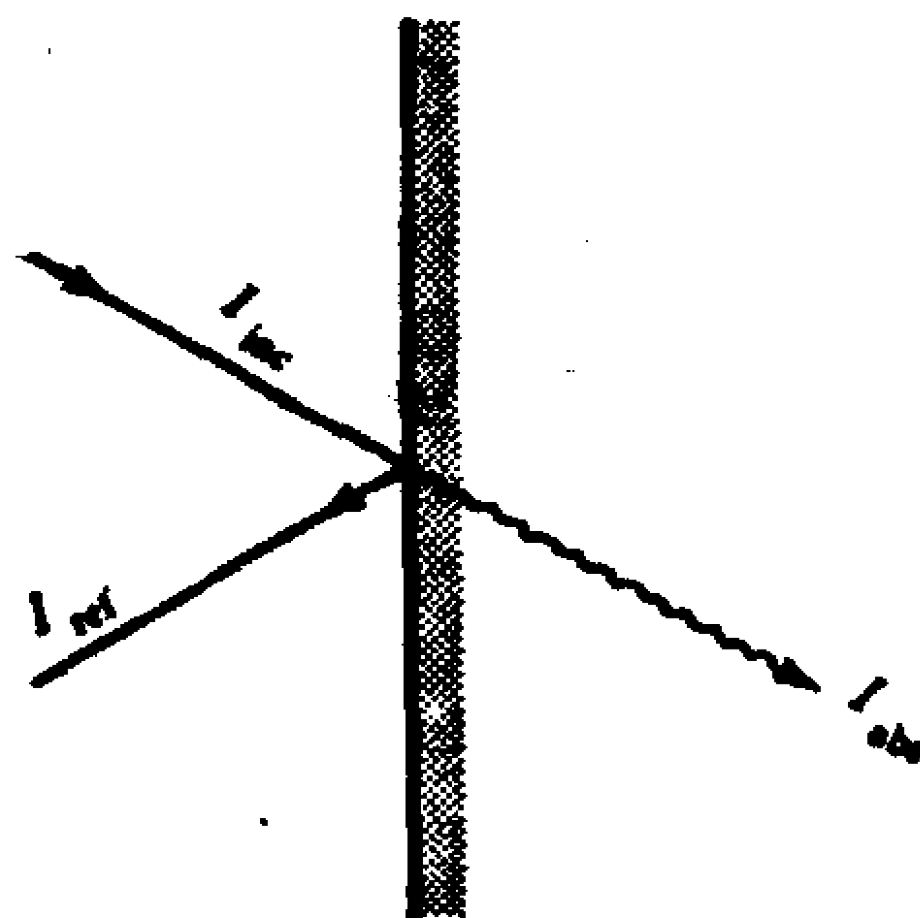
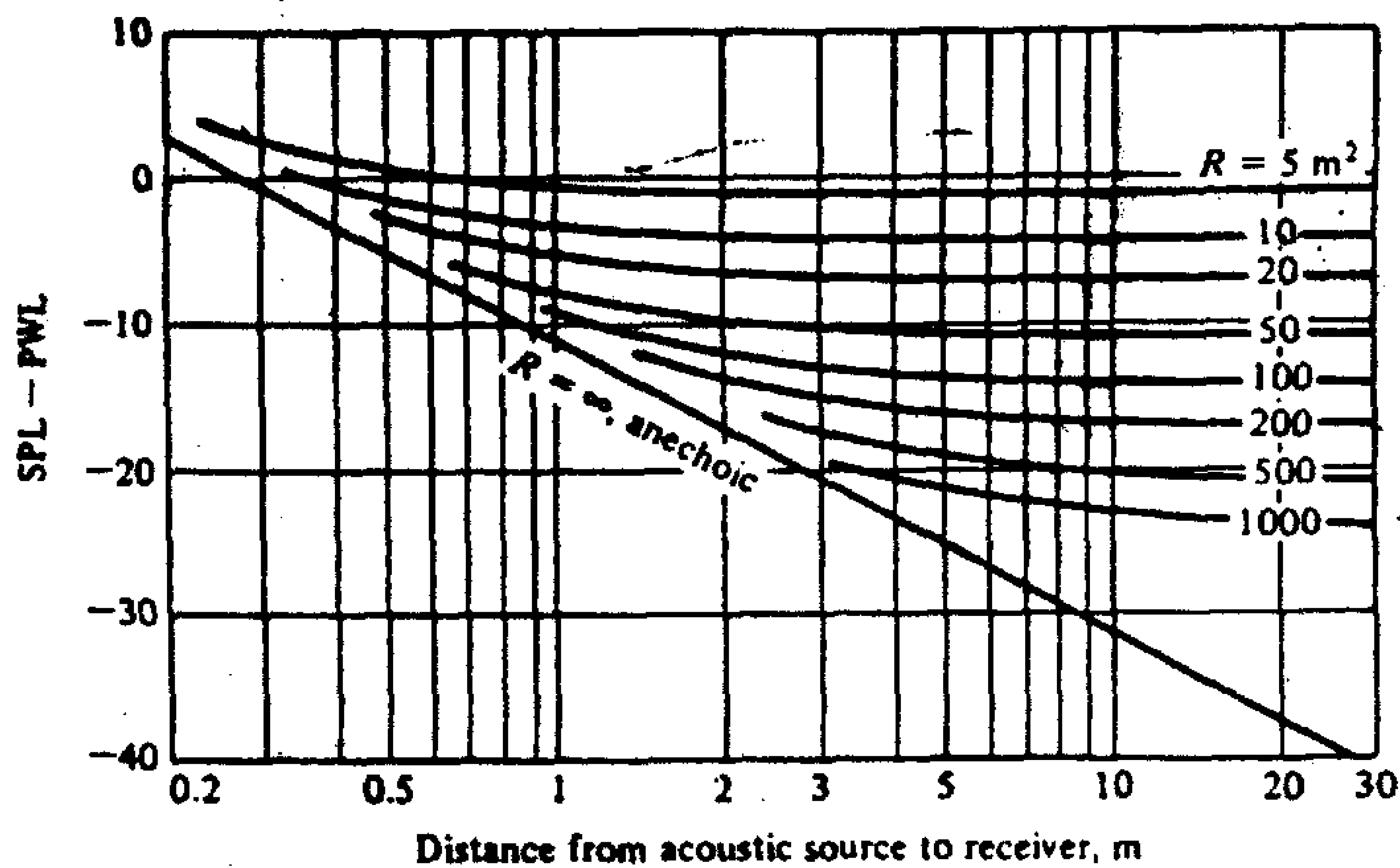


Figure 15.4 Sound absorption at surface



igure 15.5 Difference between SPL and PWL for rooms of various characteristics.

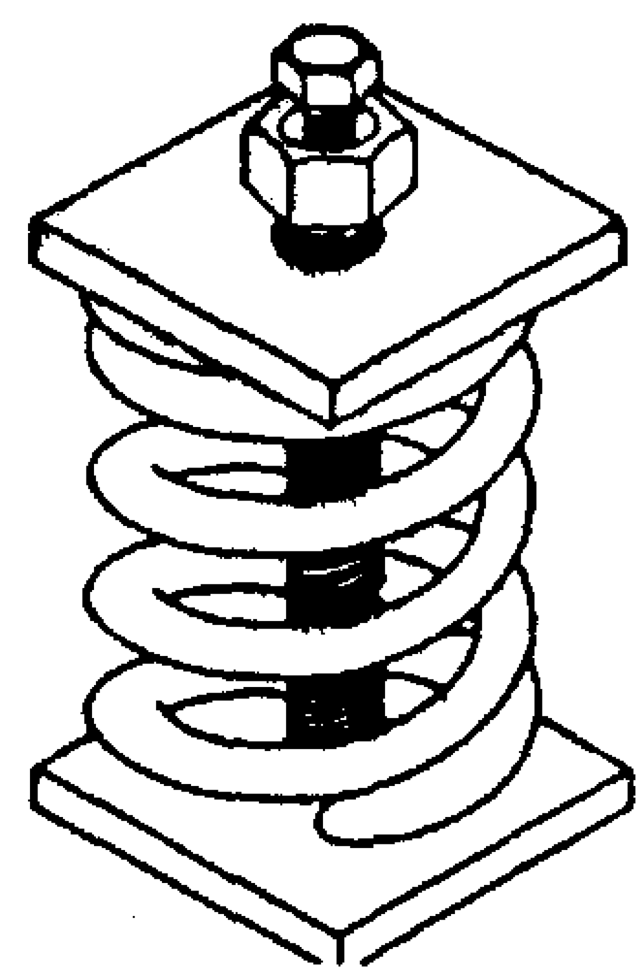


Figure 15.6 Vibration isolato

إذا عمـــل مصـــدران للصـــوت فـــى وقت واحد فإن الفرق المضاف Δ SPL هو 3dB (حيث أن الفـــرق بيـــن المصـــدرين هـــو صفر أنظر Fig15.3 فيتكون بذلك مصدران جديدان الأول مستوى الضـــغط له هـــى (SPL) والـــثانى (SPL+3) فـــيكون الفـــرق بيـــنهما Δ SPL_1 تساوى 3dB. بالـــرجـــوع إلـــى Fig15.3 نجـــد أن عـــند فرق يســـاوى 3dB يتولد فرق ضغط مضاف مقداره $\Delta SPL_2 = 1.7$. فيكون محصلة مستوى ضغط الصوت هو

$$(SPL+3) + (\Delta\ SPL_2)$$

$$(SPL+3) + 1.7 = SPL + 4.7\ dB$$

15. 7 الامتصاص فى الصوت 15. 7 Sound Absorptivity

انـــتقال الصـــوت مـــن المصـــدر إلى المستقبل ظاهرة نادرة الحدوث وخصوصا فى المبانى حيث تصـــطدم الموجـــة الصوتية ببعض الأسطح ينتج عنها امتصاص بعضها. البعض الآخر ينعكس كما هو مبين فىFig15.4 ومنه يتبين أن الموجة الصوتية شدتها$I_{(ins)}$ تسقط على سطح ما يمتص منها جـــزءا مقـــداره $I_{(abs)}$والجـــزء الآخـــر يـــنعكس عند السطح مقدراة I_{ref}. تقاس مقدرة السطح على امتصـــاص الموجـــة الصـــوتية بمعـــامل الامتصاص(α)Absorption coefficient ويقدر من المعادلة بالمعادلة

$$\alpha = I_{abs} / I_{ins} \qquad (1518)$$

حيث I_{abs} شدة الصوت الممتص بواسطة السطح W/m^2.

I_{ins} شدة الصوت الساقط على السطح وتقاس W/m^2.

معامل امتصاص الصوت (α) تترواح قيمته للأسطح الخرسانية من 0.01 إلى 0.05 وللاســـطح الماصـــة للصـــوت مـــن 0.2 إلـــى 0.8 وممـــا هـــو جدير بالذكر أن قيمة معامل الامتصـــاص الصـــوتى تزداد بزيادة التردد f حيث أن الترددات المنخفضة يصعب امتصاصها. كمـــا يـــزداد هذا المعامل يزداد للأسطح الماص للصوت إلى إذا وضع بينها وبين الحائط مسافة مـــا. تفســـير ذلـــك هو أن مادة الأسطح (Material) الماصة للصوت تعمل على تحويل حركة الهـــواء إلـــى حرارة نتيجة الاحتكاك. حركة الهواء الملاصق للحائط صغيرة وتزيد كلما بعدت عن الحائط وتصبح أقصى ما يمكن عند بعد مقداره $\lambda/4$.

إذا كانـــت الحجــرة تــتكون مــن عدة أسطح مختلفة فإن معامل الامتصاص الصوتى المتوسط يمكن تعيينه بالمعادلة

$$\alpha = \frac{S_1\alpha_1 + S_2\alpha_2 + ... + S_n\alpha_n}{S_1 + S_2 + ... + S_n} \qquad (15.19)$$

حيث $S_1, S_2, S_n...$ مساحة الاسطح المختلفة

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_n....$ معامل الامتصاص الصوتى للأسطح المختلفة.

15. 8 خواص الغرفة 15.8 Room Characteristics

يمكـــن توصـــيف مصـــدر الصـــوت بالقدرة التى يشعها . هذه القدرة لا يمكن قياسها وبدلا منها يتم قـــياس الضـــغط الذى تولدة. ولذلك نجد أن هناك دائما علاقة بين القدرة PWL والضغط SPL عند مســـافة مـــا مصدر الصوت. الغرفة الكبيرة يمكن اعتبارها كغلاف كبير Large enclosure حيث أن أبعادها دائما أكبر من طول الموجة الصوتية λ .

إذا أعتبرنا المعامل **R** ثابت الغرفة Room constant يساوى

$$R = \frac{S \times \bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}} \quad , m^2 , \qquad (15.20)$$

حيث S مجموع مساحة أسطح الغرفة m^2

α معامل امتصاص الصوت .

إذا اعتـــبرنا أن ($\alpha = 1$) أى أن كـــل **أسطح الغرفة مثالية فى امتصاص الصوت فى هذه الحالة** $R = \infty$ وتســـمى الغرفة ممتصة للصوت Anechoic إذا كانت ($\alpha = 0$) أى أن كل الصوت يتم أنعكاســـه وتســـمى الغـــرفة عاكسة أو مرددة للصوت Reverberant وعلى هذا الأساس تم وضع علاقة بين R ,(SPL - PWL) للأبعاد المختلفة عن مصدر الصوت.

بمعـــرفة الـــبعد عـــن مصدر الصوت وقيمة ثابت الغرفة R يمكن تحديد العلاقة بين قدرة الصوت PWL، ضغط الصوت SPL. هذه العلاقة مبينه فى Fig15.5.

15. 9 Rating and Noise Criteria تقدير ومعيار الضوضاء 15. 9

معيار استجابة أذن الإنسان للتردد الصوتى مر بمجموعة من التعريفات هى :

1- مستوى الجهارة Loudness level وهى تعبر عن مستوى ضغط الصوت من نغمة صافية Pure tone ترددها 1000Hz فى مركز جبهة المستمع.

2- قام برانك Beranek يوضع معيار الضوضاء (NC) التى تعبر عن الضوضاء المستقرة لتمييز مستوى نطاق التردد Band level الذى يقع بين 63Hz إلى 8000Hz هذا المعيار يختلف باختلاف النشاط القائم فى كل مكان على حدة وقد تم بيانه فى باب مخارج الهواء.

15.10 انتقال الصوت خلال المبانى

15.10 Sound Transmission Through Buildings

المعدات العاملة داخل غرف الماكينات تولد مجال عاكس للصوت Reverberant field ينتقل فى شكل طاقة إلى الأسطح القريبة ومنه إلى حوائط المبنى

لتخفيض انتقال الصوت خلال غرف الماكينات يتم تجليد أو تغطية الأسطح الداخلية بمواد ماصة للصوت Sound absorbing Material وبداهة فإن التصميم الإنشائي الأولى لغرف الماكينات من حوائط وأسقف وأرضيات سميكة يعتبر الخطوة الأهم لتقليص انتقال الصوت .

15. 11 مصادر الضوضاء من الأنظمة الميكانيكية

15. 11 Sources of Noise in Mechanical Systems

تنشأ الضوضاء فى أنظمة تكييف الهواء نتيجة تشغيل الضواغط Compressors والمراوح Fans والطلمبات Pumps، من سريان الهواء خلال أنظمة المسالك Dust systems والمياه خلال الأنابيب Water pipes ومنافذ توزيع الهواء Air outlets والوحدات الطرفية Terminal units وحتى مخفضات الصوت Silencers يمكن أن تولد كمية من الضوضاء بعكس ما هو مفترض منها إذا لم يتم تركيبها بصورة جيدة وفيما يلى نشرح بعض مصادر الضوضاء وطرق علاجها.

15.11.1 Fan noise ضوضاء المروحة 15.11.1

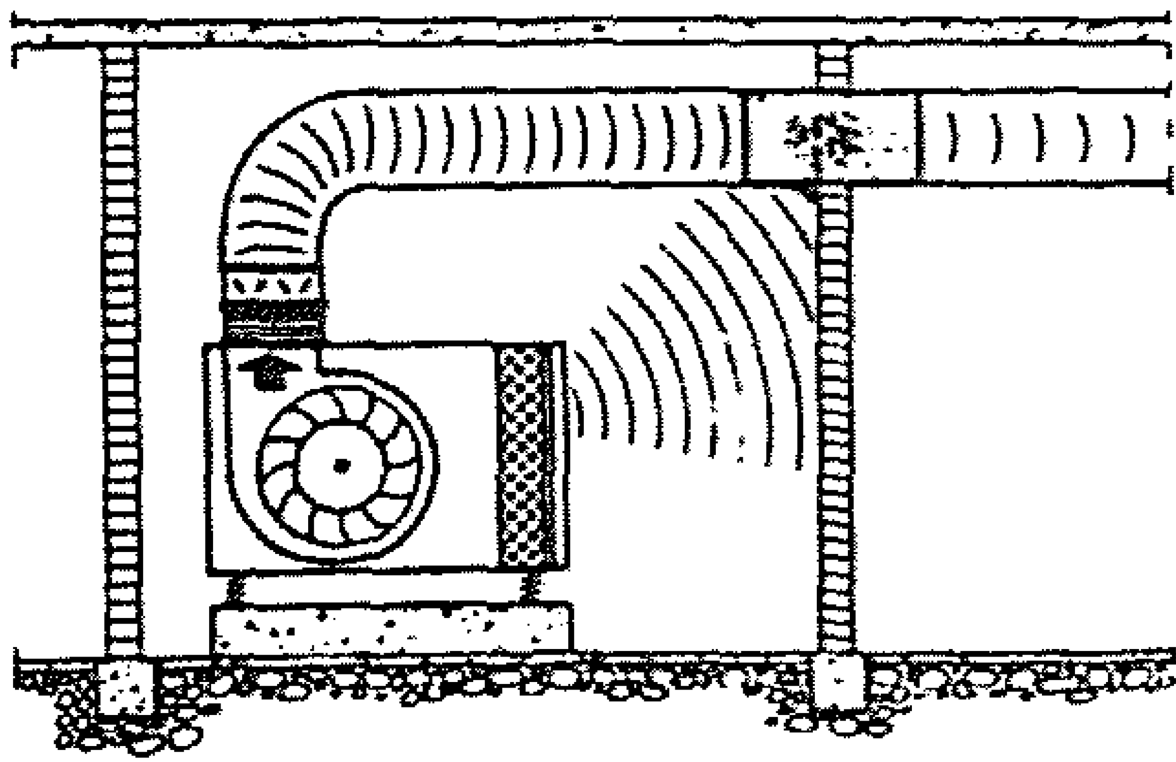
عــند مــرور الهــواء على ريش المروحة ينشأ ضغط يزيد خلالها هذا الضغط يكون منتظم إذا كان الســريان طــبقى Laminar. هــذا نــادرا مــا يحــدث حيث يكون السريــان مضطربا نتيجــة انحــناءات الريش مما يتسبب فى حدوث دومات مسببة ضوضاء كبيرة وكذلك عند مخرج المروحة Fan outlet ويتم علاج ذلك بالآتى :

1- تــركيــب المــراوح (وكـــذلك Pump والضـــاغـــط) علـــى مـــاص للأهـــتـــزازات Vibration insulator فى شكل ياى كالمبين فى Fig15.6.

2- اســتخدام تركيــبات مــرنة ماصة للصوت عند مخرج المروحة. ويفضل أن يتم وضع هذه التركيــبات علـــى حــائط حامل حتى لا تنتقل هذه الاهتزازات إلى المسالك بقدر الامكان ويبين Fig15.7 الوضع الأفضل لتركيب مصيده الصوت Sound trap على مخرج المروحة .

15.11.2 Noise in ducts ضوضاء المسالك 15.11.2

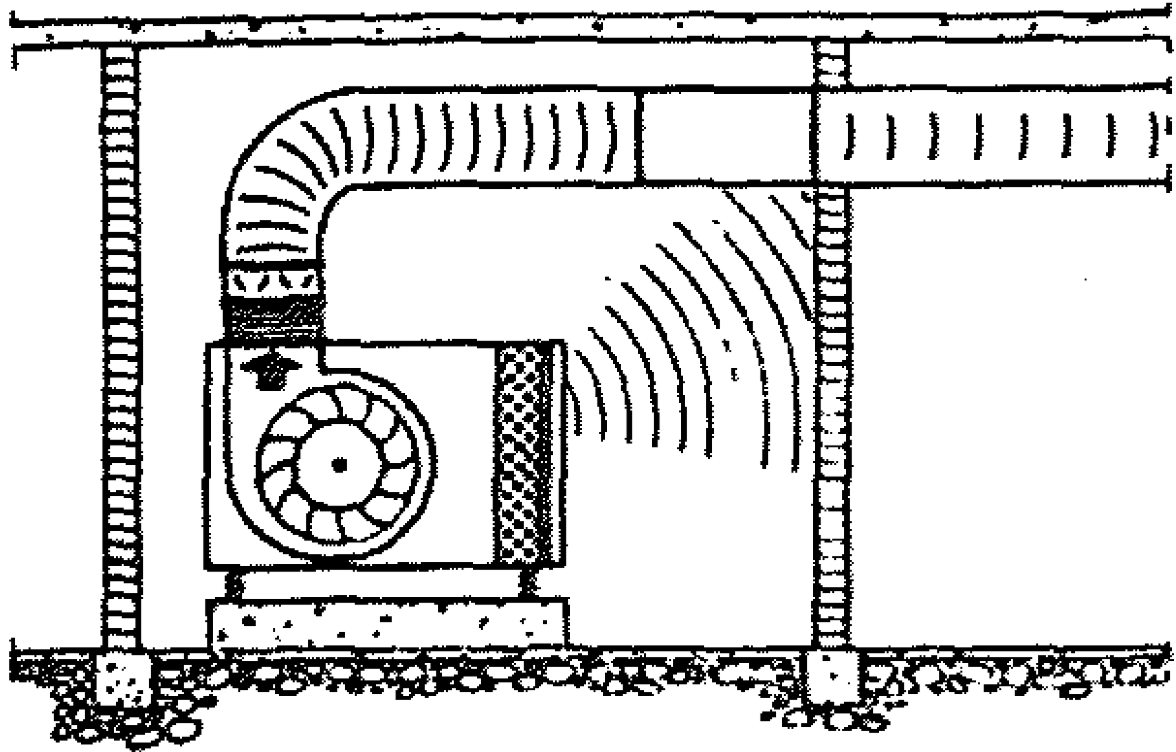
- المســالك المســتقيمة Straight duct يمكن تخفيض الصوت فيها عن طريق استخدام فلتر تخفــيض الصــوت Fig15.8 Sound attenuation filter وهــو يتكون من جزء من مسلك يركــب بداخلــه فــى اتجــاه السريان مقاطع توجيه Baffles تقوم على تقليص الدوامات التى تحدث نتيجة السريان وبالتالى تخفيض الضوضاء.
- تقلــيل المســافة بيــن حوامــل التعلــيق فى السقف Hanger brackets كما هو مبين فى Fig15.9.
- اســتخدام وصـــلات مرنة ماصة للأهتزازات كالمبينة فى Fig15.10 بين الأجزاء المختلفة والمشار إليها بالسهم.
- تصــنيع المســالك مــن مــادة الفيبر جلاس التى تعمل كعازل للحرارة والضوضاء. ويمكن اعتبار هذا الأجراء فى اتجاه ترشيد الطاقة ايضا.



Centered in wall

Best solution

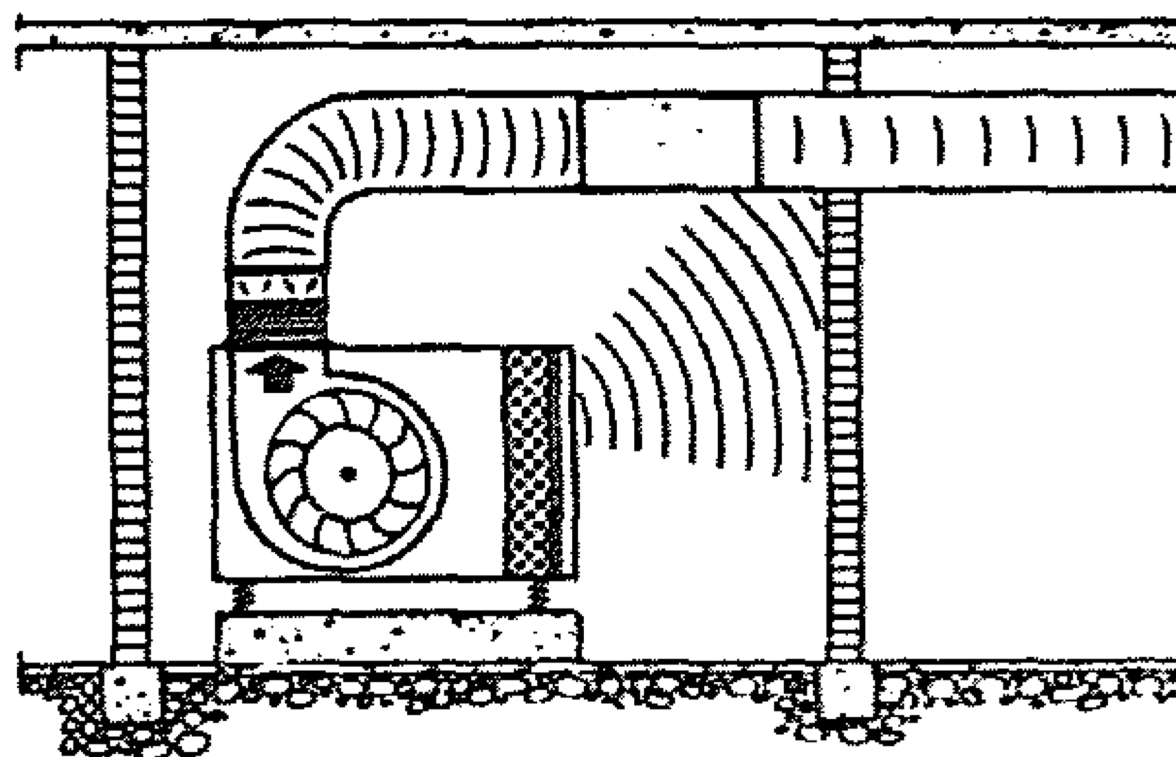
Controls duct borne noise and mechanical room noise that "breaks into" duct.



Outlet at wall

Very good

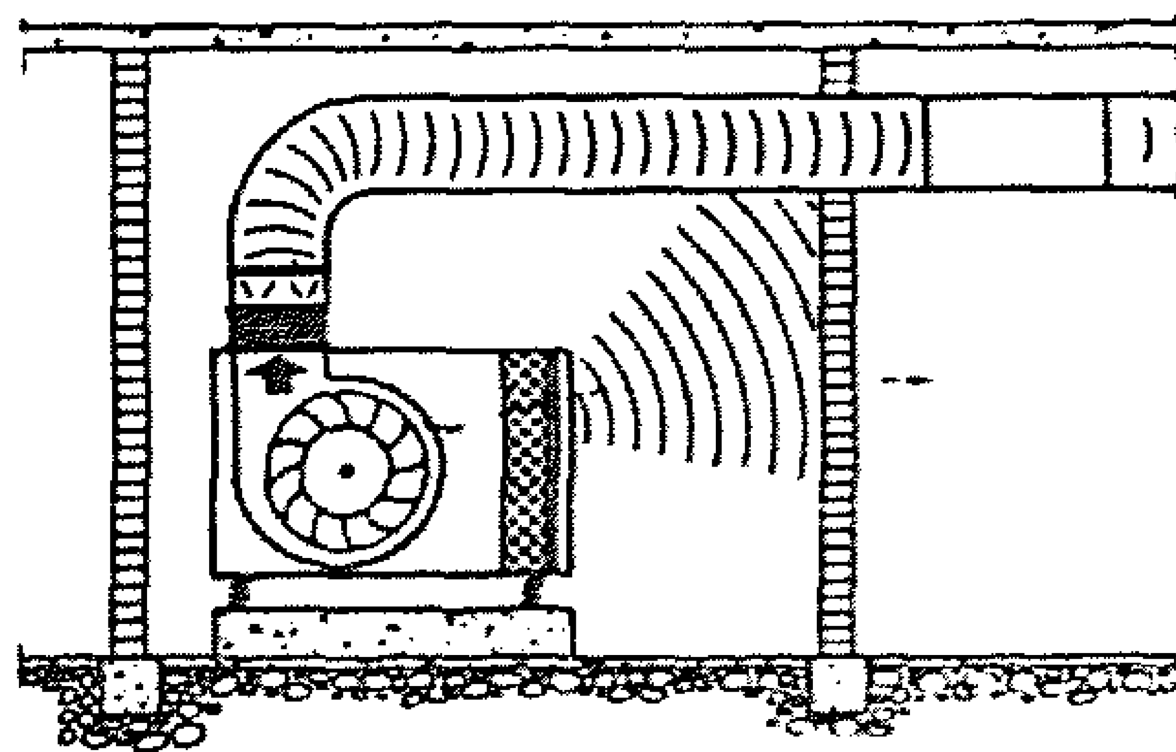
Practical alternate where fire damper is required at wall.



Inside mechanical room

Fair

Mechanical room noise "breaks into" duct without reduction through sound trap.



Outside of mechanical room

Poor

All noise in duct "breaks out" over occupied space before being reduced by sound trap.

Figure 15.7 Locations of sound traps.

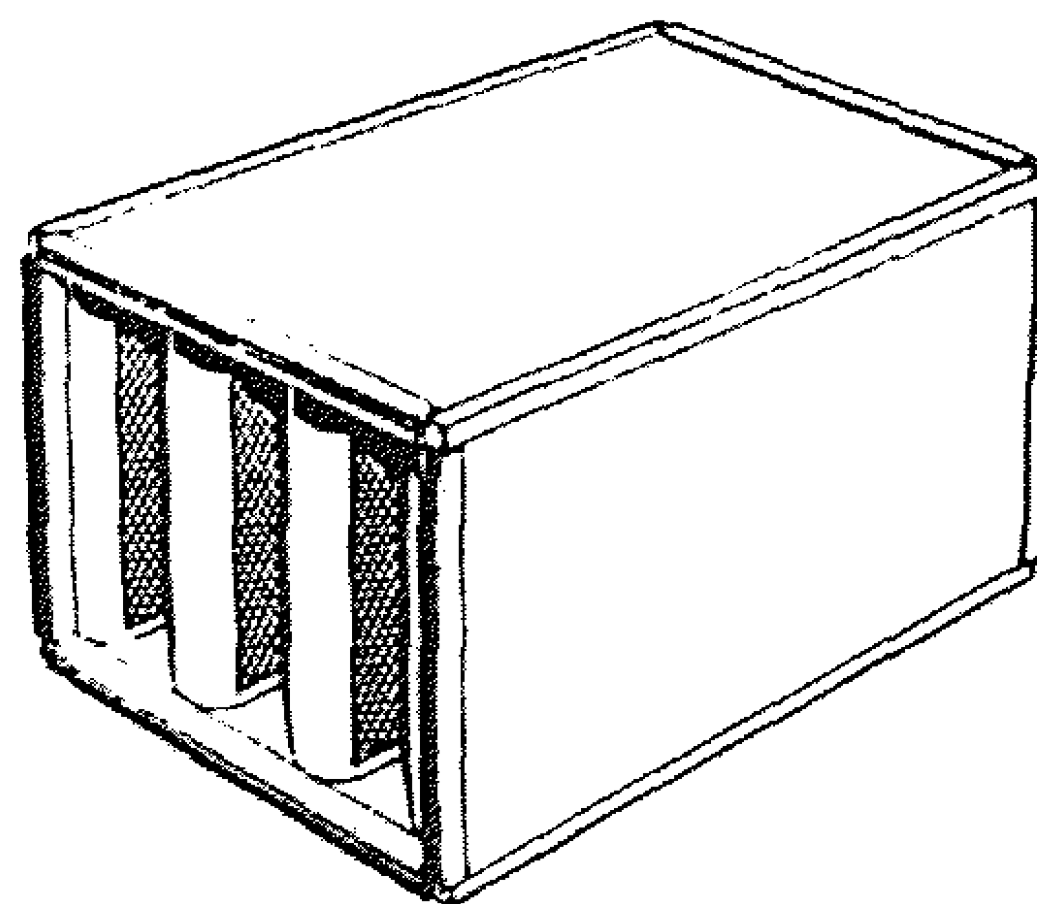


Figure 15.8 Sound attenuation filters

. Splitters, turning vanes and hanger brackets

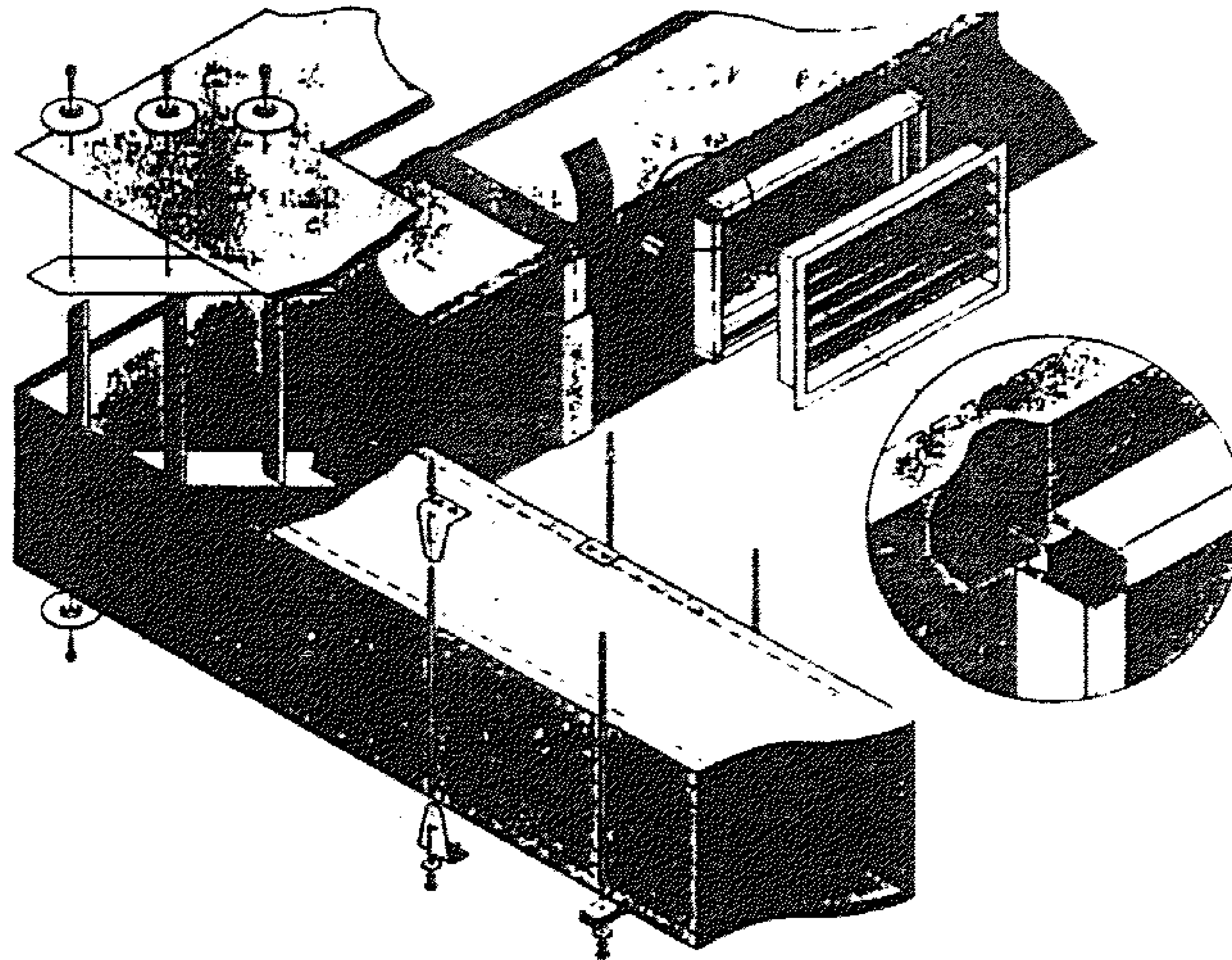


Figure15.9 Sound attenuation elbow

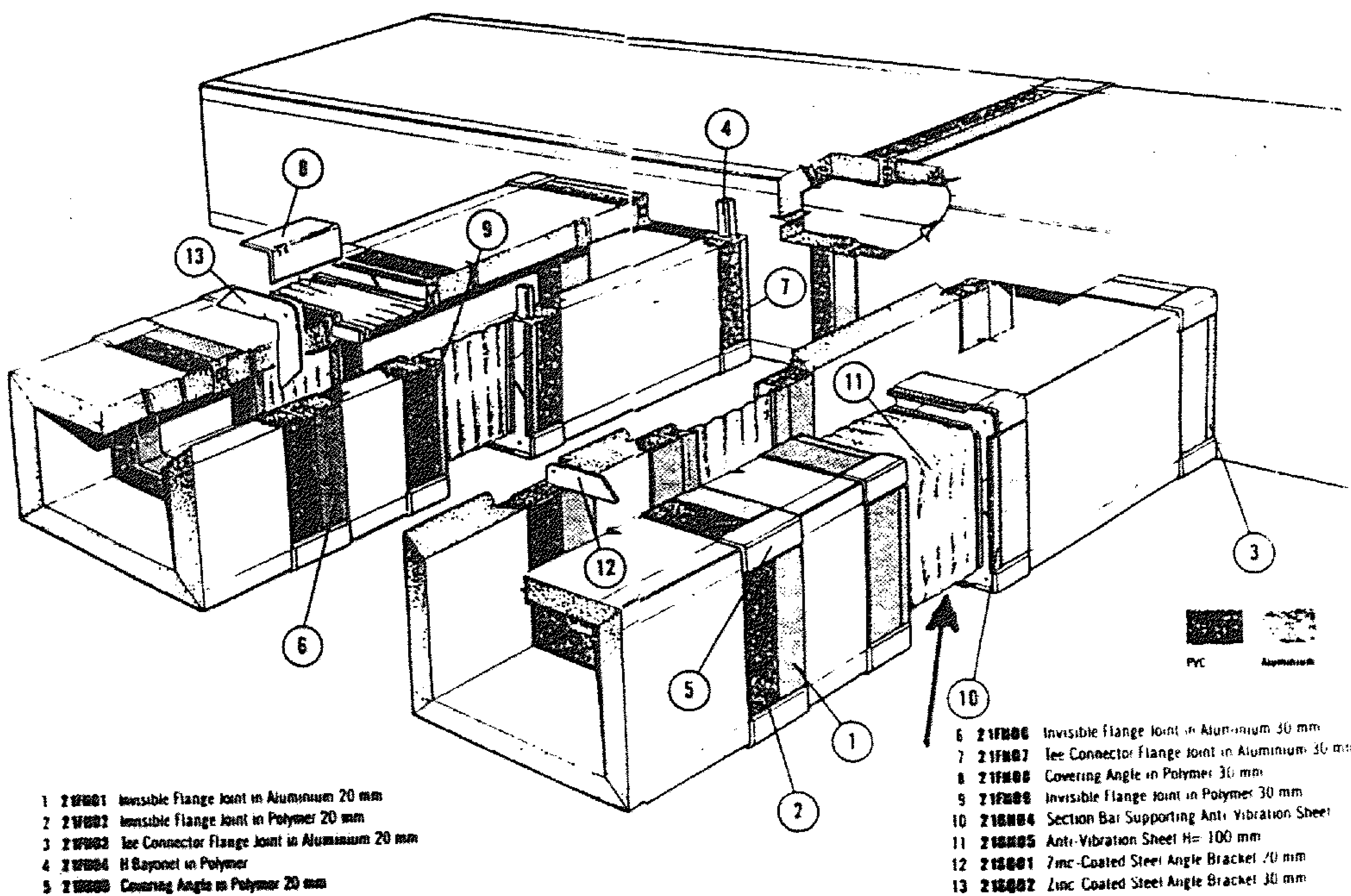


Figure 15.10 Anti- vibration sheet for duct – sections connection.

15.11.3 Elbows

15.11.3 الأكواع

تقـــوم نظـــرية تولـــد الضوضاء فى الأكواع على أساس ارتطام الهواء المفاجئ وارتداده مما يؤدى إلـــى نشـــوء ضـــغط كبـــير للموجـــة الصـــوتية . إذا امكن تقليل هذا الضغط باستخدام اكواع ذات موجهـــات Splitters كالمبيـــنة فى Fig15.11 ويكون تخفيض الضوضاء محسوسا بدرجة أكبر إذا اســـتخدمت هـــذه الموجهـــات مـــع أكواع دائرية. والجداول المقابلة للرسم تبين أن مقدار التخفيض يكون محسوسا مع هذه الاجراءات خاصة فى الترددات المنخفضة من 36Hz إلى 500 Hz.

15.11.4 تخفيض الضوضاء فى الوصلات

15.11.4 Sound attenuation in transition offsets takeoffs

بالنســـبة لبقـــية التركيبات مثل الوصلات Transitions والتفرعات والتيه(T) والأكواع أيضا يتم تخفيض الصوت فيها باتخاذ إجراءات تكاد تكون متشابه قائمة على :

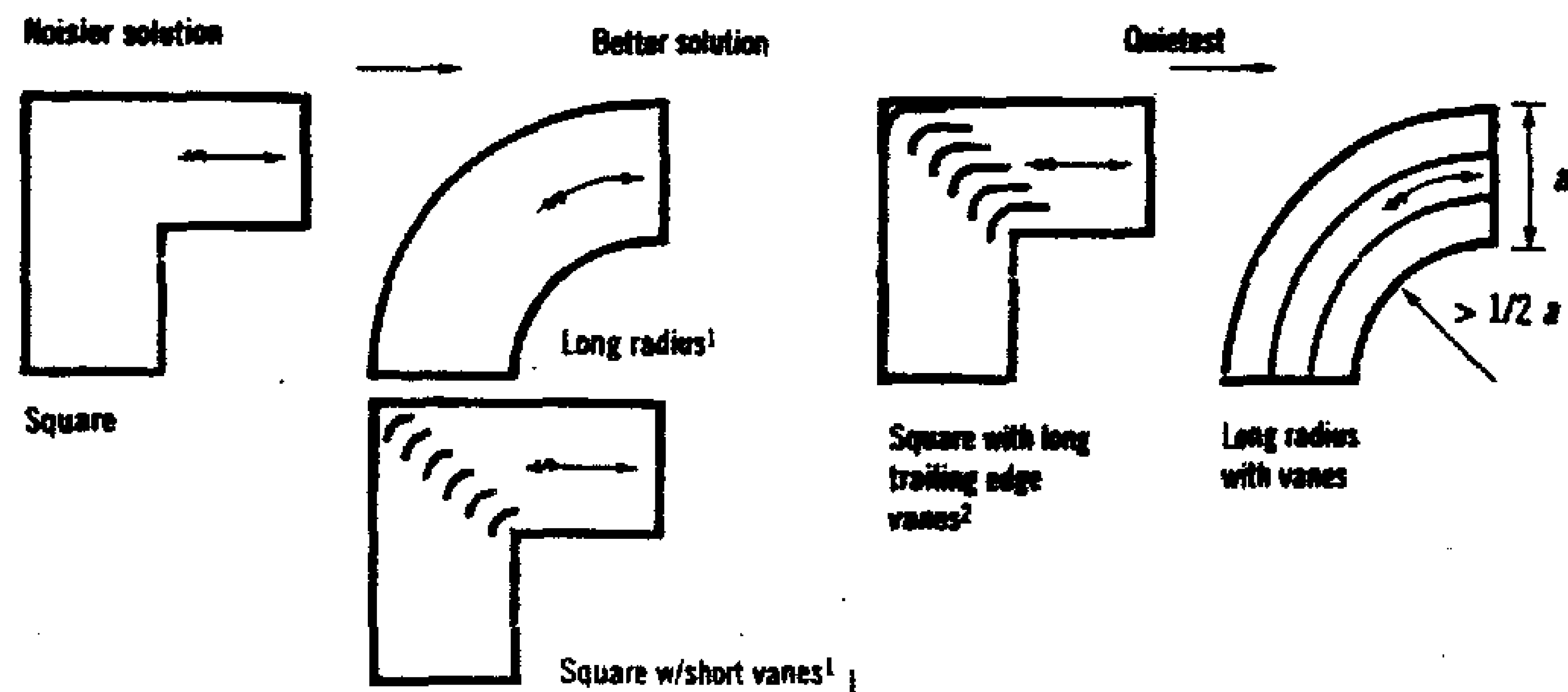
- تجنـــب الانحـــناءات الحادة وبدلا منها باستخدام الانحناءات الدائرية الى لا تساعد على تكوين دوامات تولد ضغطا صوتيا.
- استخدام زاوية ميل صغيرة لا تزيد عن 15°.
- اســـتخدام موجهـــات الهـــواء التى تعمل على تقليل اضطراب الهواء. بعض هذه الحلول تقوم بتصنيعها شركة P3 لصناعة مسالك الهواء.

Problems

15.1 A tube 1.5 long has speaker at one end and a reflecting plug at the other. The frequency of a pure tone generator driving the speaker is to be set so that standing wave will develop in the tube. What frequency is required.

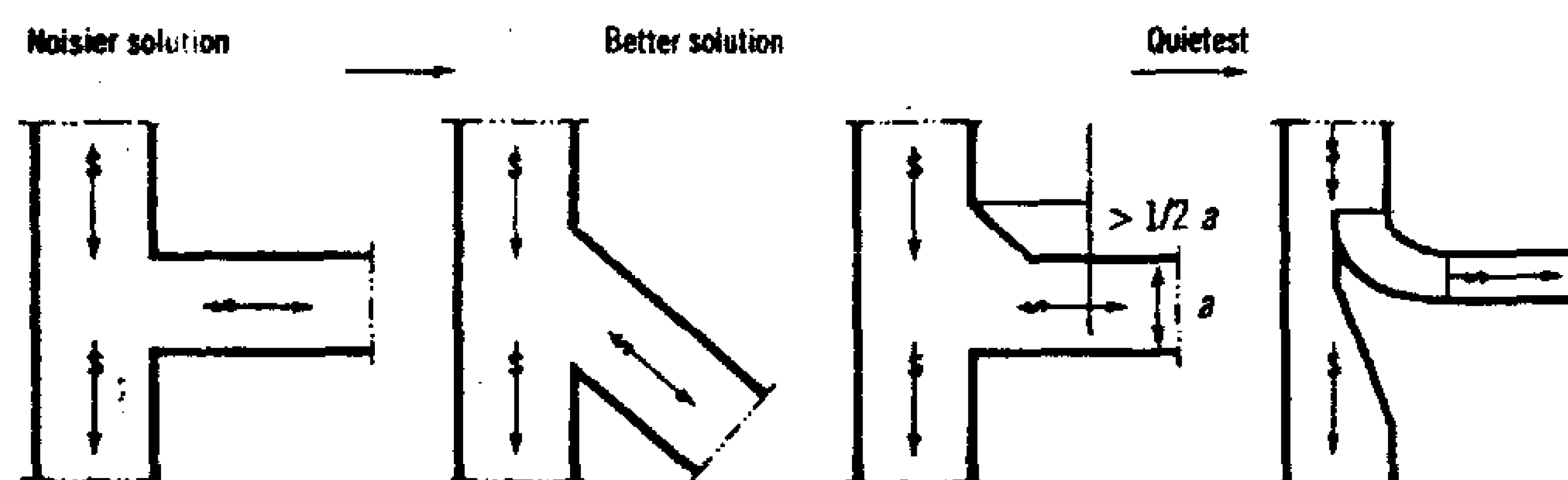
15.2 The peak sound pressure in spherical wave measured at 2m from the source is 2Pa. Determine the sound intensity level and the power level. If the distance is then doubled calculate the IL and PWL for such case.

Guidelines for minimizing regenerated noise in elbows.

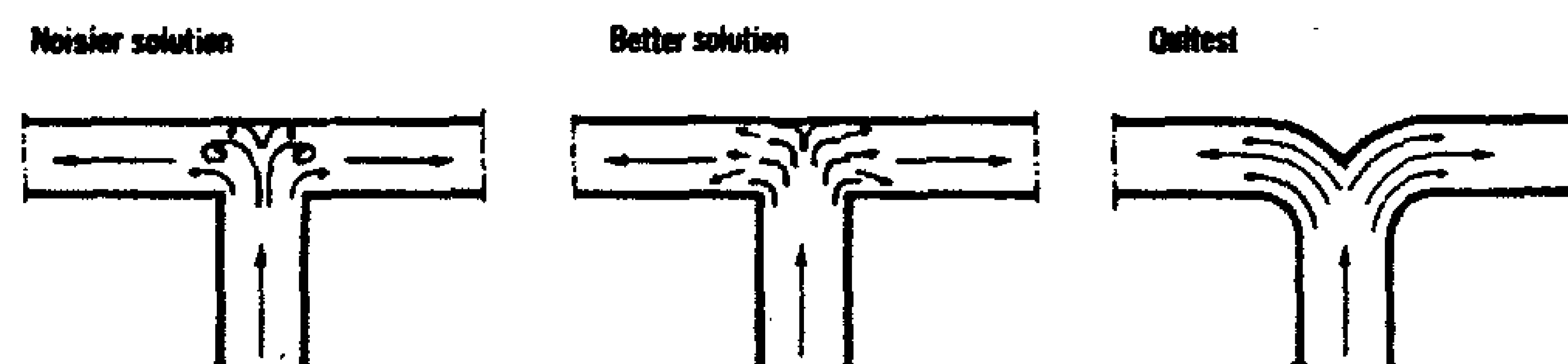


1 Airflow velocity and proximity of upstream and downstream fittings and fans determine which type is preferable.
2 Trailing edge length should be at least 3 times the vane spacing.

Guidelines for minimizing regenerated noise in the takeoffs.



Guidelines for minimizing regenerated noise in duct tees.



Guidelines for minimizing regenerated noise in transitions and offsets.

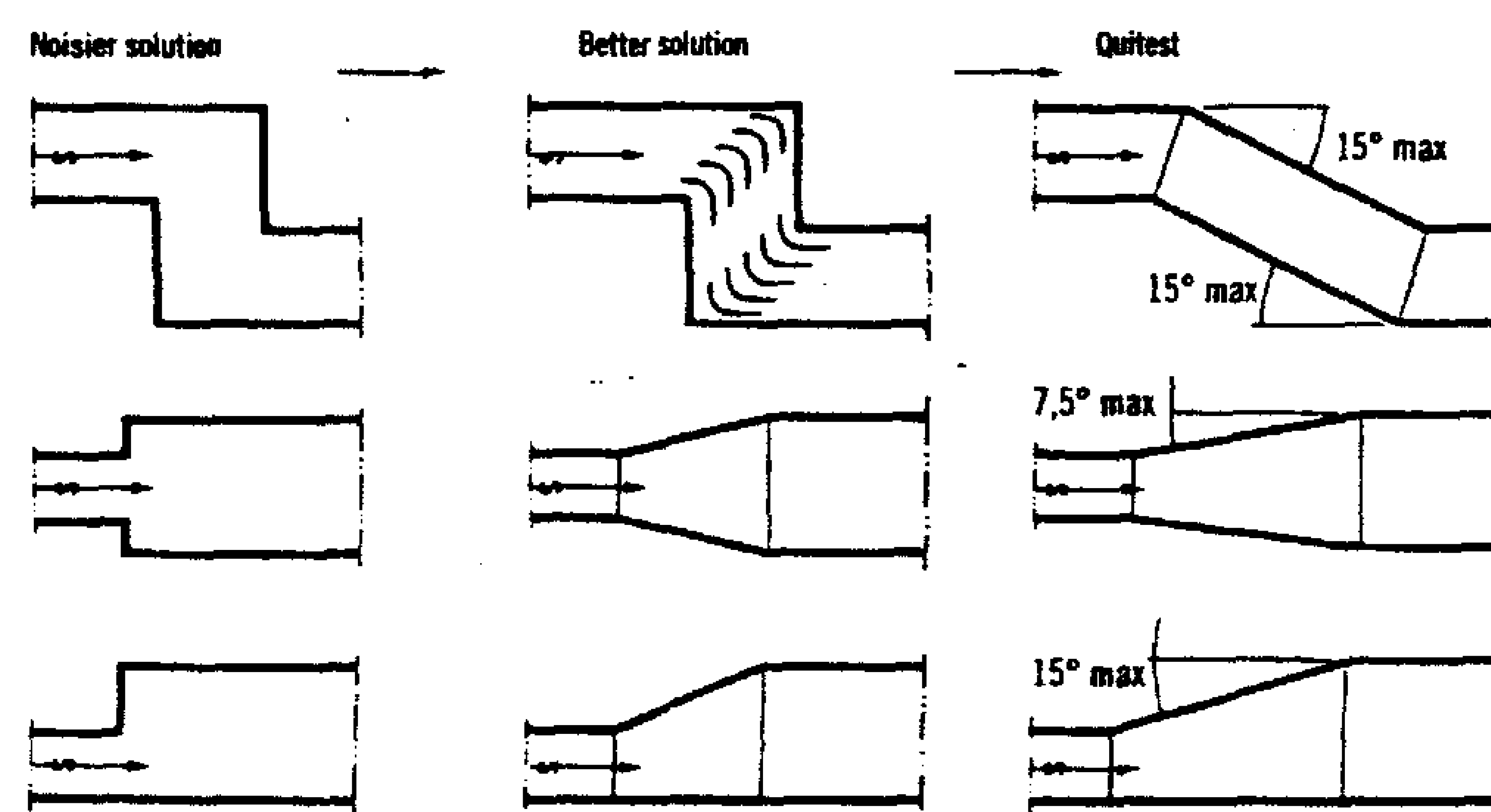


Figure 15.11 Guidelines for limitation of self- generated noise

دار الهدي للمطبوعات
٦ ش عمرو بن العاص - خلف جمال عبد الناصر
أرض المعلمين   ميامي - الإسكندرية
ت: ٥٥٧٤٧٧٢   موبيل: ٠١٠٠٧٥١٤١٣٦



المؤلف

دكتور / محمد عبد العزيز أحمد

أستاذ التبريد وتكييف الهواء

رئيس قسم هندسة القوى الميكانيكية سابقا

كلية الهندسة - جامعة الزقازيق

هذا الكتاب

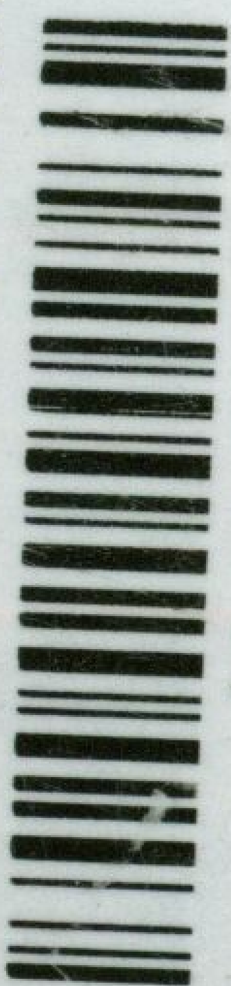
من أجل طالب كلية الهندسة الدارس لعلم تكييف الهواء .

من أجل المهندس العامل فى مجال تكييف الهواء .

هذا الكتاب يعتبر مدخلا ميسرا لعلم وتكنولوجيا تكييف الهواء بصفة عامة و المركزى بصفة خاصة . حيث يقدم بصورة مبسطة ووافية كافة الموضوعات الضرورية لفهم هذا العلم واستيعاب تلك التكنولوجيا بداية من خواص الهواء الرطب وظروف راحة ألأنسان وعلاقته بعلم السيكرومترى وعملياته ودوائره المختلفة.

يقدم الكتاب بصورة وافية خطوة بخطوة منهاج تقدير احمال تكييف الهواء تبريدا وتدفئة مصحوبة بأمثلة محلولة وتطبيقات .كمايستعرض بصورة مفصلة انواع انظمة تكييف الهواء المختلفة ومعداتها . الكتاب يلقى الضوء على انواع مسالك الهواء وطرق تصميمها بالأستعانة بأمثلة محلولة وتوافق النظام مع مراوح الدفع وأنواعها.

يشرح الكتاب اهم انظمة التحكم المستخدمة فى مجال تكييف الهواء، كما يشرح أهم ... الناشئة فى النظام وطرق الحد منها.



دار الهدى للمطبوعات

٦ ش عمرو بن العاص - خلف ش جمال عبد الناصر

أرض المعلمين - ميامى ت : ٥٥٧٤٧٧٢ - ٠١٠٠٧٥١٤١٢٦